

Trabajo Fin de Máster
Máster en Ingeniería Industrial

DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DE LLANTAS PARA EL
MONOPLAZA ART-18c

Autor: Fernando Salgado Martínez

Tutor: Alfredo de Jesús Navarro

**Dpto. Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla**

Sevilla, 2019



Trabajo Fin de Máster
Máster de Ingeniería Industrial

DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DE LLANTAS PARA EL MONOPLAZA ART-18c

Autor:

Fernando Salgado Martínez

Tutor:

Alfredo de Jesús Navarro Robles

Dpto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2019

Proyecto Fin de Carrera: DISEÑO Y OPTIMIZACIÓN DE LLANTAS PARA EL MONOPLAZA
ART-18c

Autor: Fernando Salgado
Martínez

Tutor: Alfredo de Jesús
Navarro Robles

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2019

El Secretario del Tribunal

Agradecimientos

Quiero agradecerle de todo corazón a mi familia la confianza que siempre han tenido en mí y que han hecho posible que yo sea quien sea en el día de hoy. Gracias por haberme animado y apoyado en todos los malos momentos.

Gracias al equipo ARUS por haberme aceptado en su equipo y poder permitirme cumplir así uno de mis sueños, que no era otro que fabricar un coche. Además, gracias por compartir tantos momentos juntos, buenos y malos, en donde a pesar de los obstáculos siempre salimos adelante y pudimos fabricar dos coches por primera vez en la historia del equipo. Señalar en especial al departamento de suspensión, del cual formé parte, donde hemos compartido purgas, alineaciones, lijas, etc. Lo vivido con el equipo ha sido sin duda alguna una de las mejores experiencias de mi vida.

Gracias a todos mis compañeros con los que he estudiado, trabajado y conocido personalmente en esta etapa.

Gracias a mi tutor. Alfredo de Jesús Navarro Robles, por haberme facilitado tanto esta tarea, siempre dispuesto a ayudar y agradecer el buen trato que siempre ha tenido hacia mi persona.

Fernando Salgado Martínez

Sevilla, 2019

El siguiente proyecto tiene como objetivo el diseño y la optimización de las llantas del monopla de combustión, ART-18c, del equipo ARUS Andalucía Racing Team.

Dado que es el primer año en la historia del equipo ARUS Andalucía Racing Team en el que se fabrican dos monoplazas de competición, el ART.-18c (motor de combustión) y ART-18e (motor eléctrico), la búsqueda de capital para llevar a cabo este gran proyecto fue esencial. De esta forma, se realizó una extensa búsqueda de patrocinadores a nivel internacional. La incorporación de nuevos patrocinadores, en especial la colaboración de talleres de mecanizado, permitiría al equipo diseñar muchos de sus componentes en vez de adquirirlos por compra. Esto ahorraría costes de compra de componentes y además permitiría al equipo desarrollar componentes que nunca antes habían sido estudiados, contribuyendo así al crecimiento del equipo, siendo cada vez más expertos en el diseño de un monopla de competición.

Por esta razón nace la idea de diseñar unas estrellas de llanta y fabricarlas a partir de un taller de mecanizado patrocinador, ya que anteriormente estas habían sido elementos adquiridos por compra y habían supuesto un gran desembolso para el equipo.

Para el diseño o modelado 3D de la llanta se ha utilizado el software CATIA v5. Para su optimización, el diseño ha sido analizado mediante un análisis de elementos finitos (FEM) con Abaqus y un análisis a fatiga mediante un script por Python, a partir de Abaqus.

Por tanto, esta memoria se estructura en base al orden cronológico del proceso de diseño y fabricación de las llantas. De esta forma, la memoria consta de 8 capítulos, en donde se pretende primero hacer una introducción para conocer los antecedentes y objetos del proyecto, así como también conocer un poco la competición y al equipo, para más tarde conocer el estado del arte que se realizó antes de pasar al proceso de diseño y optimización. Por último, se explicará la etapa de fabricación y otras futuras vías de desarrollo en este campo.

This project consists of both designing and manufacturing processes of a centre billet for a combustion car, ART-18c, from ARUS Andalucía Racing Team.

For the first time in the team's history two cars were developed, ART-18c (combustion engine) and ART-18e (electric engine). Due to the more demanding nature of building two cars, the team had to put forth greater effort in their search for sponsors so that they could increase their budget, and make the project possible. With the acquisition of several sponsors, especially those with machining workshops, the team was able to acquire new components made by self-design rather than by purchase. Thanks to those sponsors, ARUS could save a lot of money on purchases and also develop some components that the team had never previously designed. It also boosted the team members' individual capabilities, leading to a greater team with more knowledge in car design.

This project was inspired by the need to manufacture new wheels with a low investment cost.

CAD modelling was carried out with CATIA v5. Design optimization was supported by FEA in Abaqus, and Fatigue Analysis was done by a Python script.

All in all, this report is chronologically structured and consists of 8 chapters. Firstly, a brief introduction of the project, competition statements, and the ARUS Andalucía Racing Team history are described. Then, the main design guidelines and optimization procedures are explained, as well as the manufacturing and mounting processes. Last, but not least, future channels to improve the designs are shown.

Agradecimientos	VII
Resumen	IX
Abstract	XI
Índice	XII
Índice de Tablas	XIV
Índice de Figuras	XVII
Notación	XXI
1 Introducción	1
1.1 Contexto	1
1.1.1 Competición Formula Student	1
1.1.2 ARUS Andalucía Racing Team	7
1.2 Objetivos	10
1.2.1 Objetivos del equipo (ART-18c)	10
1.2.2 Objetivos del departamento	10
1.2.3 Objetivo del proyecto	10
2 Estado Del Arte	11
2.1 Tipología de llantas	11
2.2 Materiales utilizados en llantas	11
2.2.1 Llantas de aleación	11
2.2.2 Fibra de carbono	12
2.2.3 Llantas de Titanio	13
2.3 Dimensiones principales de una llanta	13
2.4 Scrub Radius	15
2.4.1 Kingpin Axis	16
2.4.2 Tipos de Scrub Radius	16
2.4.3 Conclusión Offset-Scrub Radius	17
3 Llantas ART-18c	18
3.1 Planteamiento alternativas	18
3.2 Normativa FSAE respectiva a las llantas y ruedas	19
3.3 Estudio Dinámico	21
3.3.1 Masas suspendidas y no suspendidas en un coche	21
3.3.2 Justificación Matemática de la Respuesta de una Suspensión	22
3.3.3 Cálculo de las fuerzas en la huella de contacto del neumático	23
3.4 Consideraciones geométricas	28
3.4.1 Parámetros de diseño	28
3.4.2 Elección de aros	29
3.4.3 Diseño de la estrella de llanta	31

4	Diseño, Análisis y Optimización Llantas	32
4.1	<i>Definición del problema en Abaqus</i>	32
4.1.1	Tipo de análisis	32
4.1.2	Definición de material	32
4.1.3	Condiciones de contorno	32
4.1.4	Mallado	33
4.2	<i>Diseños y Análisis FEM</i>	35
4.2.1	Primera iteración	35
4.2.2	Segunda Iteración	35
4.2.3	Tercera iteración	43
5	Análisis a Fatiga	46
5.1	<i>Ensayos de fatiga [7,8]</i>	46
5.2	<i>Método de la Curva S-N Al7075</i>	47
5.2.1	Efecto de entalla	47
5.2.2	Curvas S-N Al7075	47
5.3	<i>Método de tensiones equivalentes</i>	50
5.4	<i>Modelos de daño acumulativo</i>	51
5.5	<i>Recopilación de datos para ensayo fatiga</i>	52
5.6	<i>Código Python</i>	53
5.7	<i>Resultados análisis fatiga</i>	56
6	Fabricación y Montaje	57
6.1	<i>Fabricación Estrella de Llanta</i>	57
6.2	<i>Montaje de la Llanta</i>	58
6.3	<i>Comparativa llanta ART-18c VS ART-17</i>	62
7	Costes del Proyecto	63
8	Conclusiones y Vías Futuras	64
8.1	<i>Conclusiones</i>	64
8.2	<i>Vías Futuras</i>	64
	BIBLIOGRAFÍA	66

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Resumen Competiciones Formula Student.	3
Tabla 2: Valoración de las Pruebas Formula Student	5
Tabla 3: Circuito de Skid-Pad.	6
Tabla 4: Tabla comparativa alternativas llantas ART-18c.	18
Tabla 5: Tabla datos ART-18c.	27
Tabla 6: Fuerzas en el neumático.	28
Tabla 7: Tabla comparativa Aros BRAID, KEIZER & FORCE-RACING.	30
Tabla 8: Tensiones (MPa) punto más crítico durante una vuelta.	52
Tabla 9: Comparativa pesos llanta ART-17 con ART-18c.	62

ÍNDICE DE FIGURAS

Ilustración 1: Formula Student Netherlands 2018.	1
Ilustración 2: Formula Student CV Class.	2
Ilustración 3: Formula Student EV Class.	2
Ilustración 4: Formula Student DV Class.	2
Ilustración 5: ART-14.	7
Ilustración 6: ART-15.	8
Ilustración 7: ART-16.	8
Ilustración 8: ART-17.	8
Ilustración 9: ART-18c.	9
Ilustración 10: ART-18e.	9
Ilustración 11: Primeros Premios ARUS (FSN 2018).	9
Ilustración 12: Tipología de llantas.	11
Ilustración 13: Llanta de aleación de acero.	12
Ilustración 14: Llanta de aleación de aluminio.	12
Ilustración 15: Llanta de aleación de magnesio.	12
Ilustración 16: Llanta de fibra de carbono.	13
Ilustración 17: Llantas de Titanio.	13
Ilustración 18: Dimensiones principales Llanta.	13
Ilustración 19: Rim diameters.	14
Ilustración 20: Offset llanta.	15
Ilustración 21: Kingpin axis.	16
Ilustración 22: Scrub Radius.	16
Ilustración 23: Scrub Radius según Offset Llanta.	17
Ilustración 24: Keep-out zones for the definition of an open-wheeled vehicle.	20
Ilustración 25: Reparto de pesos elementos de la suspensión.	21
Ilustración 26: Comparación fuerzas de inercia masas no suspendidas.	22
Ilustración 27: Representación de $\frac{1}{4}$ de coche	22
Ilustración 28: Sistema de coordenadas	24
Ilustración 29: Transferencia de peso lateral total.	24
Ilustración 30: Transferencia de peso longitudinal.	26
Ilustración 31: Llantas BRAID.	29

Ilustración 32: Aros Keizer.	29
Ilustración 33: Llantas Force-Racing.	30
Ilustración 34: Llanta ART-17.	31
Ilustración 35: Distancia llanta-pinza de freno.	31
Ilustración 36: Empotramiento eje-estrella.	32
Ilustración 37: MPC-Constraint.	33
Ilustración 38: Tipo de Elemento Finito.	33
Ilustración 39: Tamaño de Elemento Finito.	34
Ilustración 40: Particiones en la pieza para mallado.	34
Ilustración 41: Mallado de la pieza.	34
Ilustración 42: Llantas primera iteración.	35
Ilustración 43: Tensiones máximas 1ª iteración.	35
Ilustración 44: Llantas segunda iteración.	36
Ilustración 45: Resultados Desplazamientos – Tensiones Aceleración Llanta I.	36
Ilustración 46: Resultados Desplazamientos – Tensiones Frenada Llanta I.	36
Ilustración 47: Resultados Desplazamientos Curva Llanta I.	37
Ilustración 48: Resultados Tensiones Curva Llanta I.	37
Ilustración 49: Posiciones Análisis Llantas II.	37
Ilustración 50: Resultados Desplazamientos Aceleración Llanta II.	38
Ilustración 51: Resultados Tensiones Aceleración Llanta II.	38
Ilustración 52: Resultados Desplazamientos Frenada Llanta II.	38
Ilustración 53: Resultados Tensiones Aceleración Llanta II.	39
Ilustración 54: Resultados Desplazamientos Curva Llanta II.	39
Ilustración 55: Resultados Tensiones Curva Llanta II.	40
Ilustración 56: Resultados Desplazamientos Aceleración Llanta III.	40
Ilustración 57: Resultados Tensiones Aceleración Llanta III.	41
Ilustración 58: Resultados Desplazamientos Frenada Llanta III.	41
Ilustración 59: Resultados Tensiones Frenada Llanta III.	41
Ilustración 60: Resultados Desplazamientos Curva Llanta III.	42
Ilustración 61: Resultados Tensiones Curva Posición 1 Llanta III.	42
Ilustración 62: Resultados Tensiones Curva Posición 2 Llanta III.	42
Ilustración 63: Optimización Llanta III.	43
Ilustración 64: Resultados Desplazamientos Aceleración Llanta Optimizada.	43
Ilustración 65: Resultados Tensiones Aceleración Llanta Optimizada.	43
Ilustración 66: Resultados Desplazamientos Frenada Llanta Optimizada.	44
Ilustración 67: Resultados Tensiones Frenada Llanta Optimizada.	44

Ilustración 68: Resultados Desplazamientos Entrada en Curva Llanta Optimizada.	44
Ilustración 69: Resultados Tensiones Entrada en Curva Llanta Optimizada.	45
Ilustración 70: Carga cíclica de amplitud constante.	46
Ilustración 71: Curva S-N para el Al 7075.	48
Ilustración 72: Factor corrector por el tipo de acabado superficial.	49
Ilustración 73: Curvas S-N Al7076 t651.	50
Ilustración 74: Puntos de análisis a fatiga.	52
Ilustración 75: Bloque macizo Al7075t651.	57
Ilustración 76: Mecanizado de la cara externa de la llanta.	57
Ilustración 77: Mecanizado de la cara interna de la llanta.	58
Ilustración 78: Montaje Estrella de Llanta.	58
Ilustración 79: Ubicación taladro válvula de inflado.	59
Ilustración 80: Aplicación silicona de sellado.	60
Ilustración 81: Desmontadora de neumáticos.	60
Ilustración 82: Prueba de fugas	61
Ilustración 83: Montaje Llanta-Eje.	61
Ilustración 84: Diferencia peso llantas ART-17 con ART-18.	62
Ilustración 85: Llanta aleación y fibra de carbono con tuercas cónicas autocentrantes.	64

FR	Front Right
FL	Front Left
RR	Rear Right
RL	Rear Left
CV	Internal Combustion Engine Vehicle
EV	Electric Vehicle
DV	Driverless Vehicle
CB	Center Bore
PCD	Pitch Circle Diameter

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Contexto

Este proyecto se ubica dentro del marco de la competición de la Formula Student, una competición automovilística internacional en la que compiten universidades de ingeniería de todo el mundo. Esta será explicada en detalle en el siguiente punto.

La Universidad de Sevilla lleva participando en esta competición 5 años, bajo el nombre del equipo ARUS Andalucía Racing Team, donde cada año el equipo es mejor y cuenta con mayor reconocimiento a nivel mundial.

1.1.1 Competición Formula Student

[1] La Formula Student es la variante europea de la competición americana FSAE (Formula Society of Automotive Engineerings), nacida en 1978 con la idea de formar a estudiantes de ingeniería mediante una competición en el que aprenden a diseñar, fabricar y montar un monoplaza de competición.

La Formula Student nació en Europa en 1998, de mano de ingenieros de primer nivel mundial como Ross Brown, tras el gran éxito que cosechó su homólogo en América, la FSAE.

Sin embargo, esta competición está pensada no solo para adquirir competencias técnicas del mundo del motor y empezar a formar una carrera en esta disciplina, sino también para desarrollar habilidades en los negocios, prosperar en el trabajo en equipo, lidiar con problemas reales, buscar la innovación a todos los niveles y fomentar el espíritu de trabajo que un proyecto de este tamaño requiere.



Ilustración 1: Formula Student Netherlands 2018.

1.1.1.1 Categorías de la competición

La Formula Student lleva años fomentando la propulsión eléctrica de dichos monoplazas, así como también la propulsión autónoma, de cara a que los jóvenes ingenieros cada vez estén más concienciados con el futuro y tengan un mayor conocimiento por la propulsión de automóviles por energías limpias y de la sensorización que requiere un vehículo autónomo. De esta forma, en esta competición existen las siguientes categorías:

- CV Class: monoplazas de combustión, con motor de gasolina.
- EV Class: monoplazas eléctricos.
- DV Class: monoplazas autónomos sin ayuda de ningún piloto.



Ilustración 2: Formula Student CV Class.



Ilustración 3: Formula Student EV Class.



Ilustración 4: Formula Student DV Class.

Se puede apreciar en las anteriores ilustraciones como los monoplazas de Formula Student están caracterizados por un gran tamaño de los elementos aerodinámicos, ya que los circuitos de esta competición son muy revirados y con rectas cortas, para aumentar la carga aerodinámica en el paso por curva; así como también por una batalla pequeña que incremente la agilidad del coche a la hora de virar.

1.1.1.2 Competiciones Oficiales

La Formula Student se desarrolla en unos escenarios muy atractivos, generalmente en circuitos de F1 con gran historia. A continuación se muestran las competiciones oficiales:



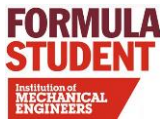
















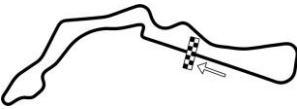




País	Lugar	Circuito	Nombre	Logo
	Silverstone Circuit		Formula Student	
	Hockenheim-ring		Formula Student Germany (FSG)	
	TT Circuit Assen		Formula Student Netherlands (FSN)	
	Red Bull Ring (Spielberg)		Formula Student Austria (FSA)	
	Circuit de Montmeló		Formula Student Spain (FSS)	
	Riccardo Paletti Circuit (Varano)		Formula ATA	
	Autodrom Most		Formula Student Czech	
	Zalaegerszeg Automotive Proving Ground		Formula Student East	

Tabla 1: Resumen Competiciones Formula Student.

Para acceder a cada una de estas competiciones cada equipo debe someterse a un examen teórico-práctico a mitad de temporada, en donde se evaluarán conceptos técnicos mediante problemas y el conocimiento de la normativa, la cual se explica en el siguiente capítulo.

1.1.1.3 Normativa

De cara a que existan unas mismas directrices para todos los equipos a la hora de diseñar sus monoplazas, todos deben seguir de forma rigurosa la normativa impuesta por la competición, donde además de buscar la igualdad de condiciones se busca extremar las condiciones de seguridad para el piloto.

Aunque existe una normativa FSAE, que es la base de todas las normativas, pueden existir ciertas diferencias en algunas competiciones con respecto a esta. En caso de modificaciones respecto a la normativa FSAE prevalece para esa competición la normativa de la misma.

La normativa está dividida en diferentes capítulos y existe una normativa diferente para cada categoría.

El cumplimiento o incumplimiento de la misma será evaluada por los jueces en la propia competición. Esta inspección sobre el coche es conocido como “Scrutineering” y se realiza al principio de la competición, con el objetivo de que los equipos puedan realizar modificaciones sobre el coche para tener el monoplaza en regla con la normativa.

Un monoplaza que no pasa satisfactoriamente el Scrutineering no se considera seguro en pista y por tanto se le deniega el acceso a las pruebas dinámicas. No obstante, las pruebas estáticas son siempre realizables por todos los equipos, independientemente del resultado del Scrutineering. En el siguiente punto se explican cuáles son las diferentes pruebas.

1.1.1.4 Pruebas

[2] Las pruebas están divididas en estáticas y dinámicas, es decir, en pruebas donde el coche está parado y otras en donde el coche está en movimiento.

❖ Valoración de las Pruebas

	Prueba	Puntuación	
		CV Class EV Class	DV
Pruebas Estáticas	Business Plan Presentation (BPP)	75	75
	Cost & Manufacturing Event	100	100
	Design	150	325
Pruebas Dinámicas	Skid-Pad	75	75
	Acceleration	75	75
	Autocross	100	-

	Endurance	325	-
	Efficiency	100	100
	Trackdrive	-	250
Puntuación TOTAL		1000	1000

Tabla 2: Valoración de las Pruebas Formula Student

❖ Pruebas estáticas

Como se ha mencionado anteriormente, estas pruebas están al alcance de todos los equipos, independientemente de pasar con éxito o no el Scrutineering. Las pruebas estáticas son:

▪ **Business Plan Presentation**

Consiste en desarrollar una idea de negocio que esté relacionada con el monoplaza diseñado. Mediante esta prueba se pretende que el equipo sea capaz de demostrar su capacidad innovadora y su creatividad, saber vender el producto y tener capacidad de convicción. No obstante, estos factores no son los únicos que se les piden a un equipo, siendo necesario demostrar la necesidad del negocio en el mercado, la búsqueda de mercado llevada a cabo, las vías de financiación para dicho negocio, etc. Esta prueba es evaluada por los jueces, quienes actúan siendo potenciales clientes de dicho negocio.

▪ **Cost & Manufacturing Event**

Consiste en saber explicar todas y cada una de las piezas que componen el coche a los jueces, desde la razón por la cual se ha decidido comprar o diseñar una pieza, el material escogido, el método de fabricación utilizado y el coste incurrido en cada proceso hasta obtener finalmente la pieza.

▪ **Design Event**

Para esta prueba hay un representante del equipo por departamento, el cual debe saber explicar al juez las razones por las cuales se ha llevado a cabo el diseño de todas las piezas de su departamento. Mediante esta prueba se pretende que el equipo sepa demostrar coherencia y know-how, además de la retroalimentación con los diferentes departamentos.

❖ Pruebas dinámicas

Únicamente para aquellos equipos que han pasado el Scrutineering. Las pruebas dinámicas se explican en el orden en el cual están dispuestas en la competición. Además, destacar que en cada una de las pruebas son 2 los pilotos que las pueden hacer, cada uno con 2 intentos, registrándose únicamente el mejor tiempo de todos.

▪ Skid-Pad

Esta prueba en forma de 8 consiste en dar 2 vueltas a cada uno de los círculos, siendo el sentido de giro horario en el primer círculo y antihorario en el segundo. Con esta prueba lo que se pretende es ver cómo se comporta el coche en régimen permanente. Esta prueba se realiza en mojado y es necesario que los monoplazas lleven montados los compuestos mojados para poder realizarla.

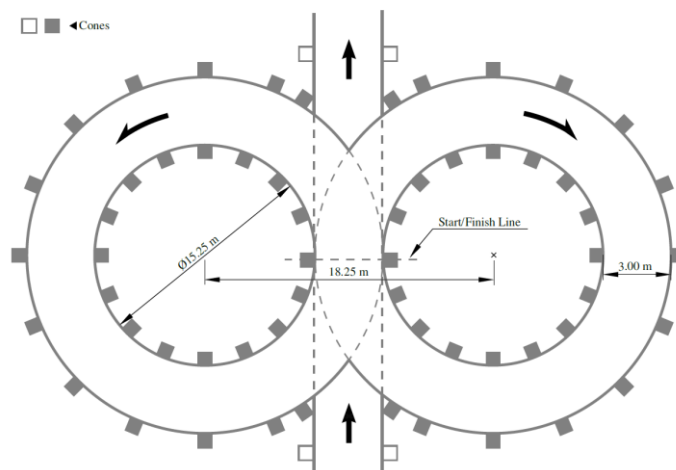


Tabla 3: Circuito de Skid-Pad.

▪ Acceleration

Esta prueba consiste en medir la aceleración pura del coche, ver quién es el más rápido en recorrer 75m en línea recta. Está permitido activar el DRS (Drag Reduction System) para aquellos equipos que lleven montado este sistema.

▪ Autocross

A diferencia de las pruebas de Skid-Pad y Acceleration, esta prueba tiene un trazado que es único para cada competición y además es el mismo trazado que la Endurance. Es un trazado muy revirado, que contiene pequeñas rectas y slaloms.

Se podría calificar esta prueba como la “Qualifying lap” de la prueba de la Endurance, es decir, una única vuelta a contrarreloj para ver quién es el más rápido. De esta forma, los primeros en esta prueba tienen el privilegio de salir los últimos en la prueba de la Endurance, evitando así el tráfico en pista y pudiendo hacer mejores tiempos.

▪ Endurance

Sin lugar a dudas la prueba más exigente de todas, una prueba de resistencia de 22 km que pone a prueba no sólo la velocidad de los monoplazas si no también la robustez y fiabilidad. Es de obligado cumplimiento el cambio de piloto para esta prueba, donde cada piloto debe recorrer 11km.

Al finalizar la prueba, el coche es inspeccionado para ver que no ha habido ninguna fuga y que todo está dentro de normativa. Si el coche pasa satisfactoriamente esta inspección, el coche tendrá puntuación, en caso contrario no puntuará.

- **Efficiency**

Prueba que mide la eficiencia del monoplaça tras la prueba de la Endurance. En los CV se mide el gasto de combustible y en los EV se mide el gasto de energía eléctrica. No obstante, en esta prueba los CV monocilíndricos siempre salen ventajosos frente a los cuatricilíndricos.

1.1.2 ARUS Andalucía Racing Team

El proyecto de Formula Student nace en la Universidad de Sevilla en el año 2012, bajo el nombre del equipo ARUS Andalucía Racing Team. A continuación se hace un breve resumen de lo que ha sido la historia del equipo a lo largo de sus temporadas.

1.1.2.1 Temporada 2012/2013

En Septiembre de 2012 comienzan 16 alumnos de la Escuela Superior de Ingeniería a darle forma al primer proyecto de Formula Student en Sevilla. Este primer año se dedicaron a desarrollar el coche del año siguiente, el ART-14 y a preparar las pruebas estáticas para la competición de FSS de las temporada 2012/2013.

1.1.2.2 Temporada 2013/2014

Tras un año en el que se estuvo diseñando el ART-14, el equipo ARUS creó el primer coche de la historia. Consistía de un chasis tubular con motor Honda CBR-600cc y un peso de 312kg.

En este primer año realizando las pruebas dinámicas, el equipo consiguió acabar la primera Endurance del equipo.



Ilustración 5: ART-14.

1.1.2.3 Temporada 2014/2015

En la 2ª temporada, el equipo introdujo por primera vez un paquete aerodinámico a su monoplaça, dotándole de alerones delanteros y traseros, consiguiendo además una reducción de peso de 70kg con respecto al anterior.



Ilustración 6: ART-15.

1.1.2.4 Temporada 2015/2016

En esta temporada el equipo siguió bajando peso al monoplaza y tuvo como dato más relevante la revolución electrónica en el coche.



Ilustración 7: ART-16.

1.1.2.5 Temporada 2016/2017

Tras unos años optimizando el coche, el equipo empezó a cosechar buenos resultados en las competiciones de FSA y FSG, siendo cada vez más considerado en el panorama mundial de la Formula Student.



Ilustración 8: ART-17.

1.1.2.6 Temporada 2017/2018

Por primera vez en la historia de ARUS, el equipo se dispone en la temporada 2017/2018 a desarrollar 2 monoplazas, uno de combustión y otro eléctrico, el ART-18c y ART-18e, respectivamente.

Posiblemente ha sido la temporada más dura del equipo hasta la fecha, al ser la primera vez que se desarrollaron 2 monoplazas en un mismo año. Sin embargo, con este logro ARUS se convertía en el primer equipo español en fabricar 2 coches en el mismo año.



Ilustración 9: ART-18c.



Ilustración 10: ART-18e.

A pesar de las dificultades que implica crear 2 monoplazas en un mismo año, la temporada 17/18 estuvo marcada por los grandes éxitos cosechados en la competición de FSN, consiguiendo los primeros trofeos en la historia del equipo en las pruebas de Business Plan Presentation y Cost&Manufacture Event.



Ilustración 11: Primeros Premios ARUS (FSN 2018).

1.2 Objetivos

Para la temporada 2017/2018 el equipo necesitaba mayor capital que nunca para poder llevar a cabo la fabricación de 2 coches de competición. Por ello, el equipo tuvo que realizar una extensa búsqueda de patrocinadores de todo tipo y a nivel mundial. Sin embargo, aquellos patrocinadores que fueron más importantes de cara a este proyecto fueron los talleres de mecanizado. Gracias a la entrada de sponsors como estos se pudieron fabricar componentes de diseño propio, en vez de ser comprados. Esto supone para ARUS un ahorro en costes de compra y además permitir evolucionar como equipo de automoción, formando cada vez más a sus miembros.

Por esta razón, el departamento de suspensión, uno de los que mayores componentes y capital necesitan, plantea fabricar las llantas a partir de un diseño propio, ya que estas siempre son componentes de los más caros.

1.2.1 Objetivos del equipo (ART-18c)

- ❖ Más de 500km útiles en test
- ❖ Top 20 en Overall
- ❖ Bajar 10kg a coste cero

1.2.2 Objetivos del departamento

Dado que el departamento de suspensión es uno de los departamentos que mayor capital necesita, debido al gran número de componentes que tiene y al alto coste de los mismos, se plantearon unos objetivos, de los cuales los siguientes son los que afectan al desarrollo de este proyecto:

- ❖ Buscar la solución más económica
- ❖ Reducir 2kg el peso total de la suspensión

1.2.3 Objetivo del proyecto

Los objetivos específicos de este proyecto, es decir, los relativos a las llantas del ART-18c, fueron los siguientes:

- ❖ Estudiar viabilidad de diseño propio y fabricación por patrocinio
- ❖ Adaptar llanta a neumáticos Hoosier 18.0x7.5-10 R25B
- ❖ Adaptar llanta a ejes existentes
- ❖ Respetar la geometría de la suspensión estudiada
- ❖ Evitar interferencias con elementos vecinos
- ❖ Cumplir normativa FSAE
- ❖ Reducir, en al menos 1 kg, el peso de las 4 llantas del ART-17

2 ESTADO DEL ARTE

2.1 Tipología de llantas

Las llantas son fundamentales en cualquier vehículo con ruedas, ya que son las que se encargan de sostener al neumático y conservar su forma al rodar.

Además, debido a la importancia del peso en una competición como la Formula Student, su correcto dimensionado es esencial para una buena dinámica del vehículo y dotar de agilidad al monoplaza a la hora de virar.

Tanto en la Formula Student como en otras competiciones, o en los coches de calle, se distinguen los siguientes tipos de llanta en función del número de piezas que la forman:



Ilustración 12: Tipología de llantas.

2.2 Materiales utilizados en llantas

El material influye sobre todo en el peso y en el precio de la llanta. El uso de un material u otro dependerá de la funcionalidad de las llantas.

Los materiales más comúnmente utilizados en las llantas son:

2.2.1 Llantas de aleación

Las aleaciones son normalmente de acero, aluminio o magnesio.

2.2.1.1 Llantas de aleación de acero

Las llantas de aleación de acero o “llantas de chapa” son utilizadas en vehículos de gama baja o media. Se trata por tanto de llantas de bajo coste y además muy pesadas, ya que presentan diseños sin radios. Esto también limita la evacuación del calor en la zona de frenos.



Ilustración 13: Llanta de aleación de acero.

2.2.1.2 Llantas de aleación de Aluminio

Las llantas de aleación de aluminio son cada vez más frecuentes en los vehículos de calle, debido a las buenas propiedades que presentan, ratio rigidez-peso, y a que su precio no es excesivo.

Las llantas de aleación de Aluminio presentan diseños muy variados, caracterizados todos ellos por la presencia de radios, lo cual facilita la evacuación del calor de los frenos.



Ilustración 14: Llanta de aleación de aluminio.

2.2.1.3 Llantas de aleación de Magnesio

El magnesio es uno de los materiales estructurales con menor densidad de todos. Esto hace que estas llantas sean más ligeras, además de tener mejores propiedades mecánicas que las de aleación de aluminio y acero. Sin embargo, el elevado coste hace que únicamente se vean en automóviles de alta gama o de competición.

Además, este tipo de llantas tienden a oxidarse fácilmente o a perder propiedades mecánicas con el paso del tiempo, lo que las hace inviables para un automóvil de calle o de uso diario.



Ilustración 15: Llanta de aleación de magnesio.

2.2.2 Fibra de carbono

Si lo que se busca es ligereza en una llanta, de forma que se quiera mejorar la maniobrabilidad del vehículo, la solución es la llanta de fibra de carbono. Este material compuesto provee a la llanta excelentes propiedades mecánicas y una ligereza inigualable a día de hoy por cualquier otro tipo de material. Aunque sea un material que

sea mucho más utilizado en el mundo de la competición, algunos fabricantes de coches están utilizando estos materiales en alguno de sus deportivos de alta gama.



Ilustración 16: Llanta de fibra de carbono.

2.2.3 Llantas de Titanio

El titanio ofrece mejores propiedades mecánicas que el aluminio y además es muy resistente a la corrosión. Recientemente se han lanzado unos prototipos de llantas de titanio fabricadas por impresión 3D, permitiendo así un gran ahorro de material, ya que para la fabricación de llantas por los métodos convencionales se desperdicia un 85% del material inicial.



Ilustración 17: Llantas de Titanio.

2.3 Dimensiones principales de una llanta

Para que una llanta encaje con el neumático y el eje o buje, únicos elementos con los que está en contacto, las dimensiones con ellas deben ser acordes. De esta manera, en este apartado se muestran y explican las dimensiones principales en una llanta:

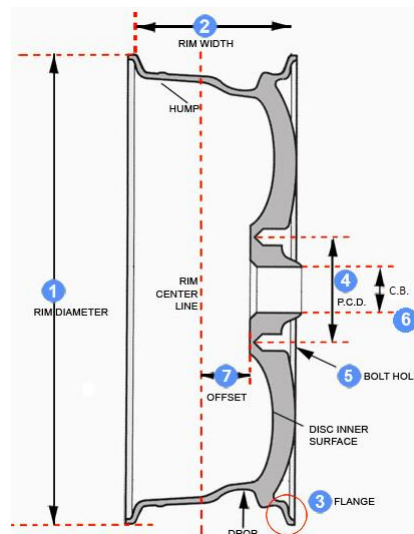


Ilustración 18: Dimensiones principales Llanta.

A continuación se definen las mismas siguiendo la numeración de la imagen:

1. Rim diameter

En este caso se debe diferenciar entre Flange Diameter y Wheel Diameter. Ambos diámetros exteriores del cubo de la llanta se diferencian en si tienen en cuenta el reborde (Flange) o no, como se muestra a continuación:

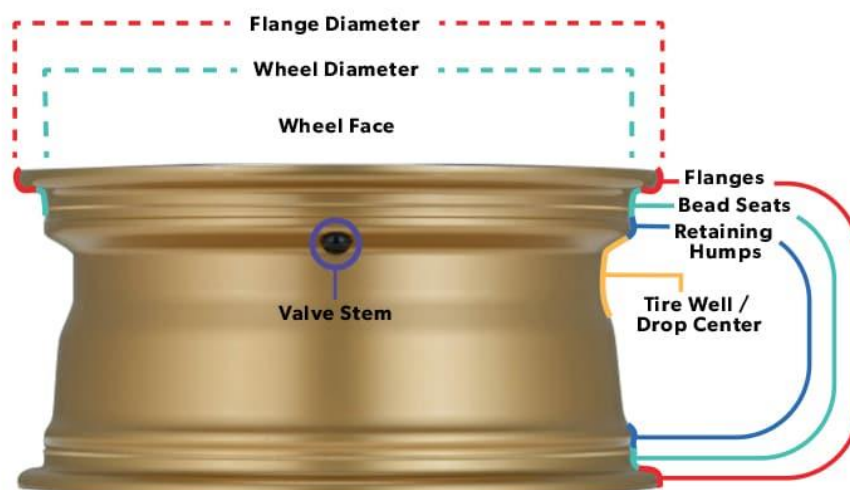


Ilustración 19: Rim diameters.

2. Rim width

Separación entre la cara interna de los hombros (Flange) donde encaja el neumático. Esta debe ser como mínimo $\frac{3}{4}$ partes del ancho del neumático y como máximo el ancho de la banda de rodadura del mismo.

3. Flange & Hump

Ambos son elementos de retención que impiden que el neumático se salga de la llanta y haya una pérdida repentina de presión. Con respecto a la Ilustración 19, el neumático quedaría asentado en los “Bead Seats”.

El “Flange” u hombro es el reborde exterior que sobresale del cubo y queda al descubierto. El “Hump” o joroba es el reborde interior.

4. Pitch Circle Diameter (PCD)

Diámetro en el cual están circunscritos los centros de los espárragos que fijan la estrella al eje.

5. Bolt hole

Agujero de los espárragos que fijan la estrella al eje.

6. Center Bore (C.B)

Agujero central donde se aloja el eje.

7. Offset

El Offset es la distancia entre la línea central de la rueda y la superficie donde apoya la estrella sobre el eje. A continuación se muestra una imagen explicativa:

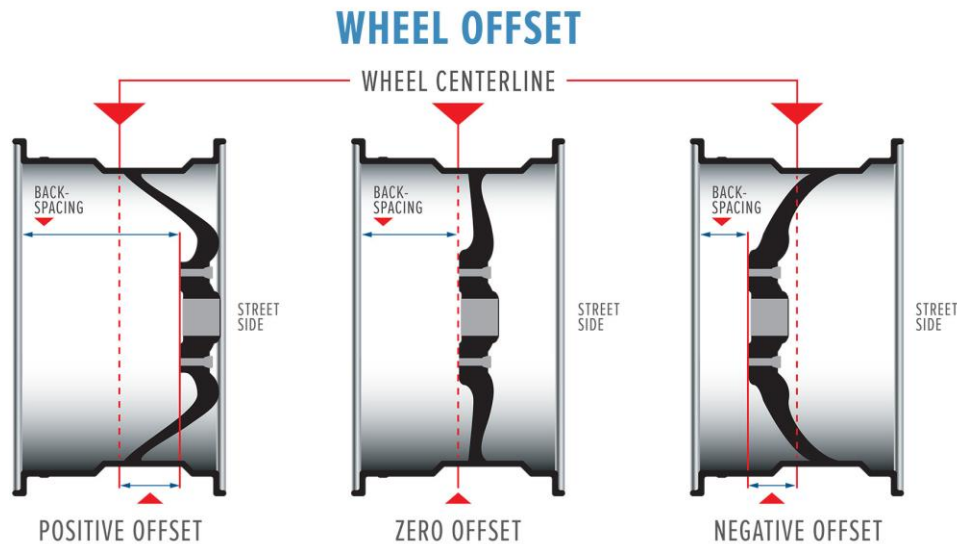


Ilustración 20: Offset llanta.

De acuerdo con la imagen hay 3 tipos de offset:

- Offset cero
 - La línea central de la llanta coincide con la cara donde apoya el eje a la llanta.
 - Permite alojar gran parte de los elementos de la suspensión dentro de la llanta.
- Offset positivo
 - La superficie de montaje de la llanta está situada hacia la parte exterior de la rueda.
 - Esto tiene la ventaja de que permite alojar casi todos los componentes de la suspensión dentro de ella y evitar así las turbulencias que generarían estos al quedarse fuera.
 - Tiene el inconveniente de que no es tarea sencilla alojar a todos estos componentes en un espacio tan reducido. Posibles interferencias con el disco de freno.
- Offset negativo.
 - La superficie de montaje de llanta está situada hacia la parte interior de la rueda.
 - Fácil montaje y manipulación al quedar todos los elementos de la suspensión al descubierto.
 - Peor comportamiento aerodinámico.

2.4 Scrub Radius

La importancia del Offset sin embargo va más allá, ya que afecta al Scrub Radius o radio de deslizamiento y éste al comportamiento dinámico del coche. Cuando se diseña la geometría de suspensión de un vehículo se hace teniendo en cuenta una serie de parámetros que permitan un buen comportamiento en pista.

2.4.1 Kingpin Axis

Sin embargo, antes de explicar el Scrub Radius es necesario explicar el concepto de ángulo de salida o ángulo del kingpin:

El **kingpin axis** es el eje que resulta de trazar una línea imaginaria que contenga a los dos puntos donde se anclan los triángulos (superiores e inferiores) de la suspensión. Al ángulo que forma este eje con la vertical, viendo al coche de frente, se le conoce como ángulo de salida, parámetro de diseño en la geometría de la suspensión de un vehículo.

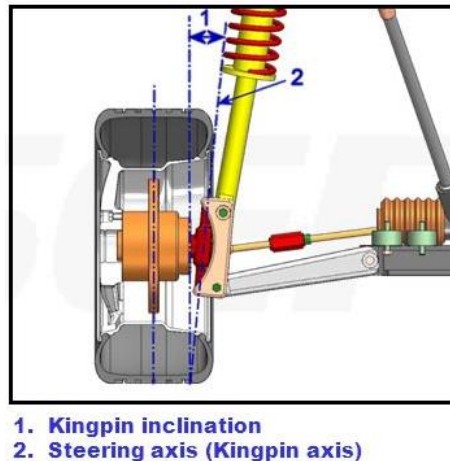


Ilustración 21: Kingpin axis.

Prolongando este kingpin axis hasta el suelo da el punto sobre el que se aplica el peso del vehículo. A la distancia que hay entre este punto y el plano medio de la rueda se le conoce como **Scrub Radius**.

2.4.2 Tipos de Scrub Radius

Se distinguen los siguientes tipos de Scrub Radius:

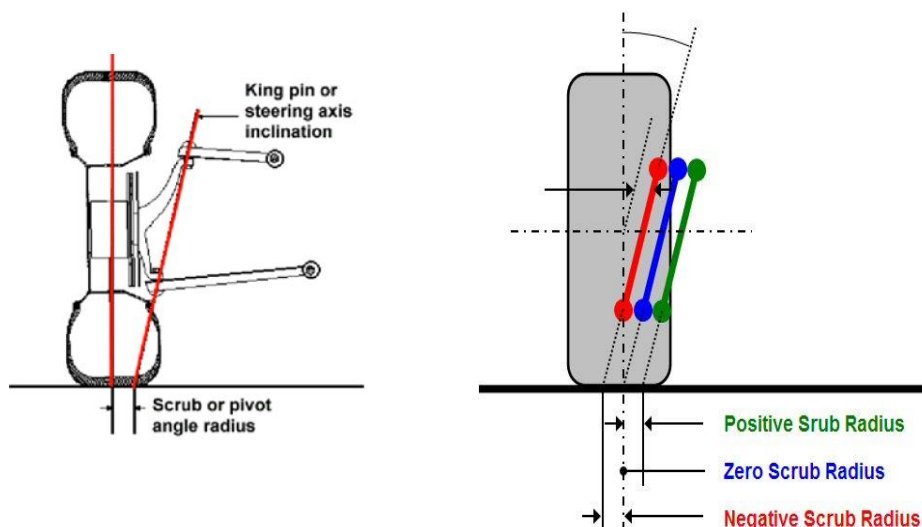


Ilustración 22: Scrub Radius.

- **Scrub Radius Positivo**

Cuando hay un radio de deslizamiento positivo, al frenar se introduce un par de fuerzas que es proporcional a esa distancia, al radio de deslizamiento. Esta fuerza de frenada va a tender a desestabilizar la dirección, la frenada se vuelve un poco inestable y los baches del suelo se transmiten a la dirección proporcionalmente a esta distancia.

Cuanto mayor es el Scrub Radius mayor palanca se ejerce sobre el eje y los rodamientos, ya que se está descargando el peso del coche más hacia el interior y la rueda está más hacia el exterior. Generalmente estos radios de deslizamiento altos se dan cuando no es posible meter el conjunto manguetas, discos dentro de la rueda.

- **Scrub Radius 0**

Un radio de deslizamiento de 0 no introduce ninguna fuerza de reacción en los neumáticos. Normalmente se evita en los vehículos porque lo hace más susceptible ante pequeños baches.

- **Scrub Radius Negativo**

El caso contrario se produce con un Scrub radius negativo. De esta forma se crea un par estabilizador y el coche sería más estable en la frenada. El radio de deslizamiento negativo se puede conseguir metiendo mucho los componentes dentro de la rueda, o inclinando mucho el kingpin. Sin embargo, es complicado meter todos los componentes dentro de la rueda porque todo debe ser muy pequeño. También es complicado inclinar mucho el kingpin porque al girar el volante, se introduce un ángulo de caída (camber) positivo en la rueda proporcional al kingpin y no interesan ángulos de caída positivos en las ruedas exteriores en los apoyos. Lo ideal es lograr unos ángulos de kingpin de unos 6-8º.

2.4.3 Conclusión Offset-Scrub Radius

Una vez explicada la importancia del Scrub Radius o radio de deslizamiento, queda claro cómo manteniendo el ángulo de kingpin, el parámetro que definirá el Scrub Radius será el Offset. A continuación se muestra una figura de la variación del Scrub Radius en función del Offset:

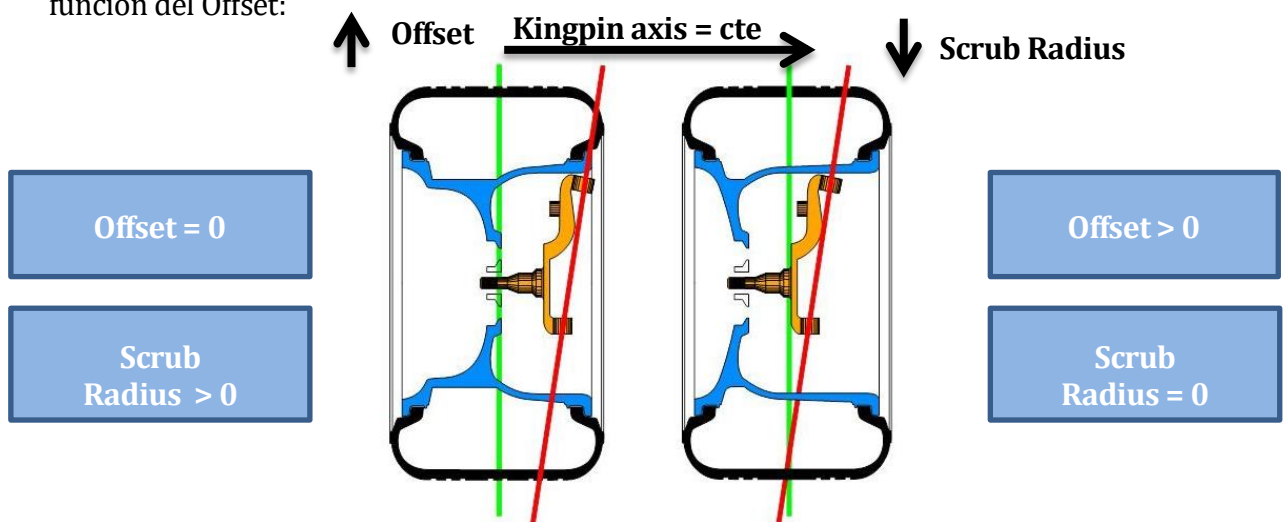


Ilustración 23: Scrub Radius según Offset Llanta.

3 LLANTAS ART-18c

3.1 Planteamiento alternativas

Una vez explicadas la tipología de llantas que hay, los materiales más utilizados y las principales dimensiones que definen a una llanta, se procede a explicar los diferentes escenarios que se planteó el equipo ARUS para el montaje de las nuevas llantas del monoplaza de combustión ART-18c. Estos son:

- Compra de llanta monoblock de magnesio (OZ Racing)
- Compra de llanta monoblock de fibra de carbono (BRAID)
- Compra de llanta monoblock de aleación de Al (BRAID)
- Compra de llanta de 3 piezas de aleación de Al (Force-Racing)
- Compra de aros de aleación de Al + diseño propio estrella (ARUS)
- Compra de llanta de 2 piezas de fibra de carbono y aleación de Al (Blackwave)

Los diferentes casos quedan resumidos en la siguiente tabla:

						
	Monoblock Magnesio	Monoblock Fibra de Carbono	Monoblock Aleación Al	3 piezas Aleación Al	Aros Aleación Al + Estrella Patrocinio	Aros Fibra C + Estrella Al
Resistencia	5	5	3	2	2	4
Peso	4	5	3	1	2	4
Precio	2	1	3	4	5	2
Adaptabilidad	3	3	3	5	5	2
Evacuación del calor	5	1	1	4	4	4
Posibilidad Patrocinio	1	1	1	1	5	1
TOTAL	20	16	14	17	23	17

Tabla 4: Tabla comparativa alternativas llantas ART-18c.

Al principio de la temporada se habló con los talleres de mecanizado con los que se tenía patrocinio y se les envió un listado de piezas que podían mecanizar y cuáles no. Cabe destacar que la fabricación de los aros no entraba dentro del contrato de patrocinio, donde únicamente se le aseguró al equipo ARUS que podían ser mecanizadas las estrellas de llanta.

De acuerdo a esto y al criterio seguido en la tabla, donde se priman más las soluciones baratas (por limitaciones económicas del equipo) frente a las soluciones ligeras y resistentes, se optó por la quinta opción, comprar los aros a una empresa que se dedicase a fabricar llantas para monoplazas de Formula Student y diseñar la estrella de llanta en el equipo, con la consiguiente fabricación por patrocinio.

Otras ventajas son que al ser una llanta de 3 piezas, esto permite en un futuro poder diseñar unos aros de fibra de carbono o reemplazar la estrella existente por otra.

3.2 Normativa FSAE respectiva a las llantas y ruedas

Para diseñar las llantas el primer requisito es que cumpla con la normativa de la competición, la cual se expone en este apartado.

T 1 GENERAL DESIGN REQUIREMENTS

T1.1 Vehicle Configuration

T1.1.1 The vehicle must be designed and fabricated in accordance with good engineering practices.

T1.1.2 The vehicle must be open-wheeled, single seat and open cockpit (a formula style body) with four wheels that are not in a straight line.

T1.1.3 Open wheel vehicles must satisfy (see also Figure):

- (a) The wheels/tires must be unobstructed when viewed from the side.
- (b) No part of the vehicle may enter a keep-out-zone defined by two lines extending vertically from positions 75mm in front of and 75mm behind the outer diameter of the front and rear tires in the side view of the vehicle, with tires steered straight ahead. This keep-out zone extends laterally from the outside plane of the wheel/tire to the inboard plane of the wheel/tire.

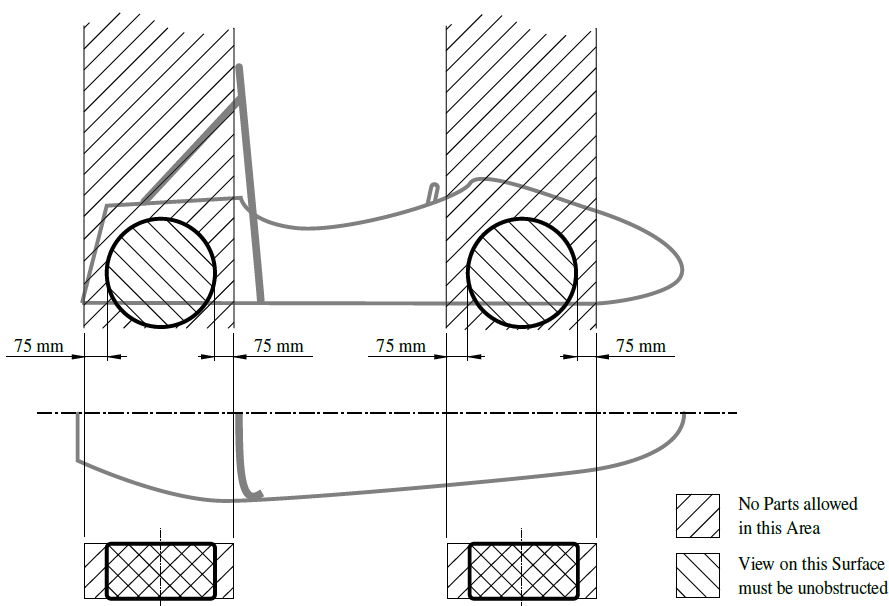


Ilustración 24: Keep-out zones for the definition of an open-wheeled vehicle.

T1.4 Wheels

T1.4.1 Any wheel mounting system that uses a single retaining nut must incorporate a device to retain the nut and the wheel in the event that the nut loosens. A second nut (“jam nut”) does not meet these requirements.

T1.4.2 Standard wheel lug bolts and studs must be made of steel and are considered engineering fasteners. Teams using modified lug bolts, studs or custom designs will be required to provide proof that good engineering practices have been followed in their design.

T1.4.3 Aluminum wheel nuts may be used, but they must be hard anodized and in pristine condition.

T1.5 Tires

T1.5.1 Vehicles must have two types of tires as follows:

- (a) Dry tires - The tires on the vehicle when it is presented for technical inspection are defined as its “dry tires”.
- (b) Wet tires - Wet tires may be any size or type of treaded or grooved tire provided:
 - The tread pattern or grooves were molded in by the tire manufacturer or were cut by the tire manufacturer or their appointed agent. Any grooves that have been cut must have documentary proof that it was done in accordance with these rules.
 - There is a minimum tread depth of 2:4 mm.

T1.5.2 Tires on the same axle must have the same manufacturer, size and compound.

T1.5.3 Tire warmers are not allowed.

T1.5.4 Special agents that increase traction may not be added to the tires or track surface.

3.3 Estudio Dinámico

Anteriormente, en el apartado 1.2.2, se ha especificado como uno de los objetivos del departamento el de aligerar la suspensión del coche en 2kg. Sin embargo, no es lo mismo reducir en 2kg la masa suspendida del coche que la no suspendida, ya que el impacto en la dinámica del coche varía en función de dónde se produzca esa reducción de peso. A continuación se explican ambos términos.

3.3.1 Masas suspendidas y no suspendidas en un coche

Masas suspendidas

Constituye la mayor parte del peso de un coche, ya que se trata de la masa de todo lo que está sustentado por la suspensión, es decir piloto, chasis, motor, escape, elementos de refrigeración, elementos aerodinámicos, bombas, pedalera, electrónica, etc.

Masas no suspendidas

Constituye la masa del resto del coche, es decir, lo que no está sustentado por las ruedas. En concreto son las ruedas, ejes, manguetas, frenos y triángulos de la suspensión.

Para ver la relación existente de masas suspendidas y no suspendidas, dentro de la suspensión del ART-18c, se muestra la siguiente gráfica:

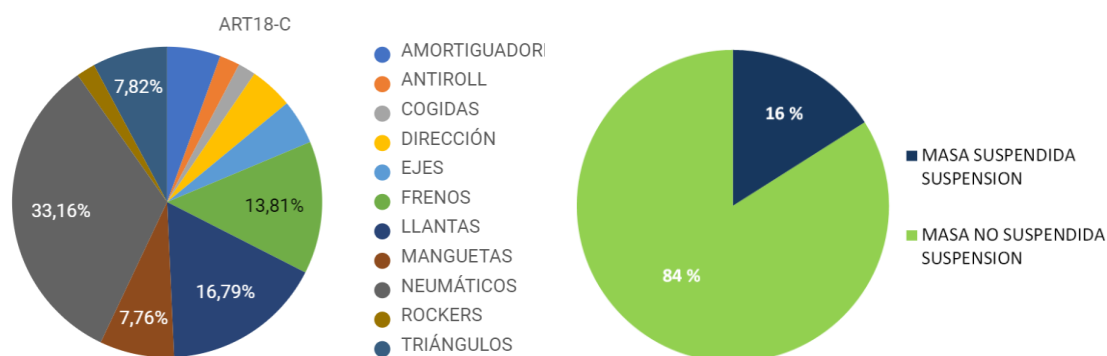


Ilustración 25: Reparto de pesos elementos de la suspensión.

Dicho esto se comprueba cómo reduciendo la masa no suspendida de un coche, las fuerzas de inercia de las mismas también se reducen. Esto hace que la respuesta del coche ante un bache mejore, al discurrirá un menor tiempo en volver a poner la rueda en el suelo. En otras palabras, cuanto mayor sean las masas no suspendidas, mayor tiempo permanecerá una rueda en el aire al pasar sobre un bache y por tanto, menor agarre.



Ilustración 26: Comparación de fuerzas de inercia en masas no suspendidas.

3.3.2 Justificación Matemática de la Respuesta de una Suspensión

El objetivo de toda suspensión de competición es que el coche permanezca el mayor tiempo posible en contacto con el asfalto y que cualquier irregularidad en el firme sea absorbido rápidamente por los elementos de la suspensión para que exista una mayor tracción y se pierda el menor tiempo posible.

Para ello, es imprescindible que la respuesta de la suspensión sea rápida. Dicho de otra forma, que la frecuencia natural con la que la suspensión vibra sea lo más alta posible:

$$w_n = \sqrt{k/m}$$

Para aumentar la frecuencia natural de un sistema se puede o bien aumentar su rigidez o disminuir su masa.

Si se hace una representación simplificada de la suspensión de un coche, de forma que se muestre únicamente un cuarto del coche, el problema sería el siguiente:

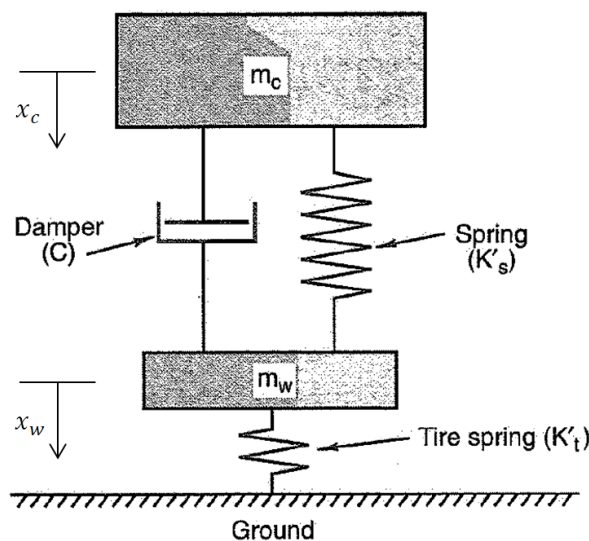


Ilustración 27: Representación de 1/4 de coche

De acuerdo al sistema vibrante con 2 grados de libertad mostrado se tiene:

- $\ddot{x}_w \equiv$ aceleración de la masa no suspendida
- $\ddot{x}_c \equiv$ aceleración de la masa suspendida
- $m_w \equiv$ masa no suspendida
- $m_c \equiv$ masa suspendida
- $k'_t \equiv$ constante elástica neumático
- $k'_s \equiv$ constante elástica muelle
- $x_w \equiv$ posición rueda
- $x_c \equiv$ posición chasis

Donde las ecuaciones de movimiento son:

$$m_w \ddot{x}_w = -k'_t x_w + k'_s (x_c - x_w)$$

$$m_c \ddot{x}_c = -k'_s (x_c - x_w)$$

Y despejando las aceleraciones queda:

$$\ddot{x}_w = -\frac{k'_t x_w}{m_w} - \frac{m_c \ddot{x}_c}{m_w}$$

$$\ddot{x}_c = -\frac{k'_t x_w}{m_c} - \frac{m_w \ddot{x}_w}{m_c}$$

De lo anterior se pueden sacar las siguientes conclusiones:

- Una reducción de m_w aumenta \ddot{x}_w , lo que mejora la respuesta de la suspensión.
- Un aumento de m_c reduce \ddot{x}_c , lo que significa un menor desplazamiento en el chasis.

Por tanto, se concluye que para mejorar la respuesta de la suspensión, es decir, $x_w(t)$, se debe aumentar \ddot{x}_w . Si el cociente m_c/m_w tiende a infinito no sólo se mejora la respuesta del coche si no que también proporciona mayor confort al pasajero.

3.3.3 Cálculo de las fuerzas en la huella de contacto del neumático

Para saber cuáles son las fuerzas en la huella de contacto del neumático es preciso definir previamente los conceptos de transferencia de peso lateral y longitudinal.

Para su explicación, se ha tomado como ejes de coordenadas el siguiente:

- Eje Z es el eje vertical positivo
- El eje X es el eje longitudinal del coche
- El eje Y es el eje transversal del coche



Ilustración 28: Sistema de coordenadas

3.3.3.1 Transferencia de peso lateral [3]

“Cuando un coche está realizando un giro de radio constante y a velocidad constante, existe una transferencia de peso desde la rueda interior hacia la rueda exterior porque el CG del coche se encuentra por encima del suelo.

Al realizar este giro aparece una fuerza centrífuga que se opone a la aceleración lateral producida por las fuerzas en el neumático al girar. Si se reduce el coche a un único eje, un giro a derechas resultaría en la siguiente situación:

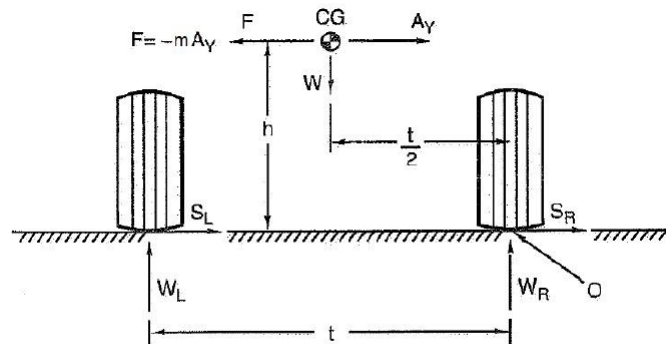


Figure 18.8 Total lateral load transfer.

Ilustración 29: Transferencia de peso lateral total.

La fuerza producida por los neumáticos al girar, $S_L + S_R$ resulta en una aceleración lateral $A_y[g]$. La fuerza de inercia o fuerza centrífuga es mA_y (con sentido opuesto a A_y).

Tomando momentos respecto a O (la huella de contacto de la rueda derecha), se tiene:

$$W_L \cdot t = W \left(\frac{t}{2} \right) + W \cdot A_y \cdot h;$$

$$W_L = \frac{W}{2} + \frac{m \cdot A_y \cdot h}{t}$$

Como el peso inicial en la rueda izquierda de un coche con geometría simétrica es $W/2$, la transferencia de peso al virar es $W_L - W/2$:

$$\Delta W = \Delta W_L - \frac{W}{2} = \frac{W \cdot A_y \cdot h}{t}$$

Donde ΔW es el incremento de peso en la rueda izquierda y decremento de peso en la rueda derecha.

Expresándolo como fracción del total del peso, se tiene:

$$LLT = A_y \cdot h/t$$

Dónde:

LLT = transferencia de peso lateral total como fracción del peso total

H = altura del CDG

T = ancho de vías

A_y = aceleración lateral [g]

Sin embargo, si se tienen en cuenta las rigideces a roll en ambos ejes, la expresión de transferencia de peso lateral para cada eje quedaría:

$$\frac{\Delta W_F}{A_Y} = \frac{W}{t_F} \left[\frac{HK_F}{K_F + K_R} + \frac{b}{l} z_{RF} \right]$$

$$\frac{\Delta W_R}{A_Y} = \frac{W}{t_R} \left[\frac{HK_R}{K_F + K_R} + \frac{a}{l} z_{RR} \right]$$

Siendo:

$\frac{\Delta W_F}{A_Y}$ = transferencia de peso lateral en el eje delantero por g's de aceleración lateral

$\frac{\Delta W_R}{A_Y}$ = transferencia de peso lateral en el eje trasero por g's de aceleración lateral

ΔWL = transferencia de peso longitudinal en el eje trasero (o delantero)

AY = aceleración lateral

AX = aceleración longitudinal

W = peso del vehículo

H = altura desde los centros de gravedad de los ejes delantero y trasero al centro de gravedad del vehículo.

a = distancia del eje delantero al centro de gravedad del vehículo

b = distancia del eje trasero al centro de gravedad del vehículo

l = distancia entre ejes delantero y trasero del vehículo.

h = altura del centro de gravedad del vehículo

t_F = batalla del eje delantero

t_R = batalla del eje trasero

KF = rigidez a roll en el eje delantero

KR = rigidez a roll en el eje trasero

z_{RF} = altura del centro de roll del eje delantero.

z_{RR} = altura del centro de roll del eje trasero.

Por tanto, el valor de la fuerza vertical quedaría:

$$F'_Z = F_Z + \frac{\Delta W_F}{A_Y} A_Y$$

$$F'_Z = F_Z + \frac{\Delta W_R}{A_Y} A_Y$$

3.3.3.2 Transferencia de peso longitudinal [3]

“Cuando un coche está acelerando (a_x , medido en m/s^2) o frenando ($-a_x$), una fuerza inercial de reacción similar a la fuerza centrífuga cuando el vehículo vira aparece. En un giro esta fuerza es $W A_Y$; bajo una aceleración longitudinal la fuerza F , es $W A_X$ (con signo opuesto a a_x), donde A_X está expresada en “g”.

Tomando momentos respecto a O (la huella de contacto de la rueda delantera), se tiene:

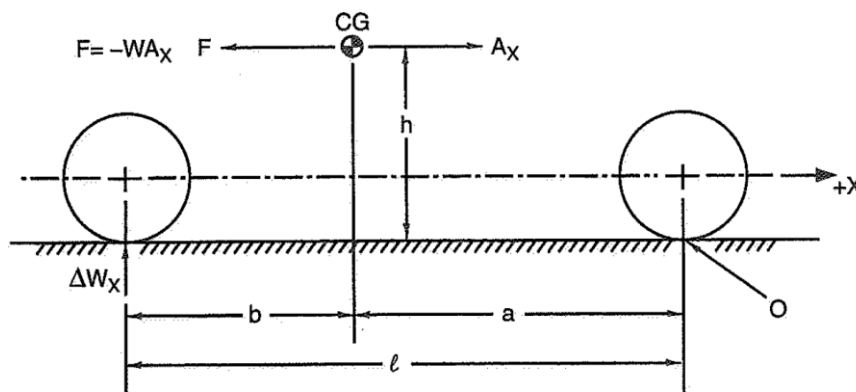


Figure 18.10 Longitudinal weight transfer—driving.

Ilustración 30: Transferencia de peso longitudinal.

$$\Delta W_L = \frac{h}{l} W A_x$$

Y por tanto, la fuerza vertical sería:

$$F'_z = F_z + \Delta W_L$$

3.3.3.3 Valores de fuerzas en la huella de contacto del neumático

Una vez se ha explicado cómo se obtiene el valor de la fuerza normal en la huella de contacto del neumático, se pueden aproximar linealmente los valores de fuerza longitudinal y lateral a partir de los coeficientes de fricción del neumático en ambos sentidos:

$$F_x = \mu_x \cdot F_z$$

$$F_y = \mu_y \cdot F_z$$

Donde los coeficientes de fricción del neumático son obtenidos a partir de datos experimentales realizados en bancos de pruebas de neumáticos.

Para obtener los valores de fuerza en la huella del neumático para los distintos casos de carga, es decir, para los casos de aceleración, frenada y curva, se precisan de los siguientes datos:

Ancho de vías	t_F t_R	1250mm 1175mm
Altura CDG	H	285mm
Peso vehículo	m	310kg
Reparto de peso	ΔW_L	50/50
Aceleración lateral curva	a_y	1,1g
Aceleración lateral aceleración	a_y	0
Aceleración lateral frenada	a_y	0
Aceleración longitudinal curva	a_x	1g
Aceleración longitudinal aceleración	a_x	-1,2g
Aceleración longitudinal frenada	a_x	1,8g
Coef. de fricción longitudinal	μ_y	1,7
Coef. de fricción lateral	μ_x	1,4

Tabla 5: Tabla datos ART-18c.

Por tanto, las fuerzas generadas en las huellas de contacto para cada uno de los casos de estudio y en cada una de las 4 ruedas del coche son:

	Caso de carga	Estático	Frenada	Aceleración	Curva
	X		1,8g	-1,2g	1g
	Y				1g
	Z	310kg			
Fuerzas en el neumático					
FR	X		1752.8	-588	1978.2
	Y		0	0	2402.1
	Z	376.34	1252	420	1413
FL	X		1752.8	-588	905.8
	Y		0	0	1099.9
	Z	376.34	1252	420	647
RR	X		376.6	-1541.4	1134
	Y		0	0	1377
	Z	383,94	269	1101	810
RL	X		376.6	-1541.4	239.4
	Y		0	0	290.7
	Z	383,94	269	1101	171

Tabla 6: Fuerzas en el neumático.

Donde las fuerzas que aparecen en negrita son las que se utilizarán en los análisis. Además, se corresponden con los casos límite de carga.

3.4 Consideraciones geométricas

Como se ha expuesto en el punto 1.2.3, uno de los objetivos de este proyecto era diseñar la estrella de llanta en función de los ejes del ART-17 y de los neumáticos Hoosier 18.0x7.5-10 R25B. Esto es así porque la geometría de la suspensión del ART-18 se mantiene con respecto a su predecesor, siendo estudiada para neumáticos de 18x7.5" y por tener ejes y rodamientos de repuesto, los cuales son elementos caros.

3.4.1 Parámetros de diseño

En relación a lo anterior, las nuevas estrellas de llanta tendrán algunas características idénticas a las estrellas del ART-17. A continuación se muestran los parámetros de diseño de la estrella:

- Llantas de 10" de aleación de Aluminio
- CB de Ø50mm, tolerancia H8
- PCD de Ø70mm, 3xM10
- Offset de 19mm positivo

En cuanto a las tolerancias se saca de la norma [4]:

- Eje: Ø50 $\begin{smallmatrix} 0 \\ -0.039 \end{smallmatrix}$ h8
- Agujero: Ø50 $\begin{smallmatrix} +0.046 \\ -0 \end{smallmatrix}$ H7

3.4.2 Elección de aros

Dado que la idea final es comprar unos aros a un fabricante y mecanizar la estrella de llanta en un taller patrocinador, se plantea la idea de comprar aros en 1 o 2 piezas. Además, lo que se busca es que el ancho de la llanta sea de unas 7" para que encaje el neumático de 7,5".

Sin embargo, no son muchos los fabricantes de llantas para una competición como la de Formula Student. De hecho, no hay ningún fabricante que ofrezca aros en una única pieza. Por tanto, las opciones contempladas han sido:

3.4.2.1 Llantas BRAID

Las únicas llantas que tienen BRAID exclusivas para la Formula Student de 10" son llantas monoblock, lo que se descarta de primeras por no ofrecer lo que se busca. Sin embargo, ofrecen unos aros, no pensados para Formula Student, con medidas de 10"x7". No obstante, su elevado precio y peso en comparación con las otras las hace inviables.



Ilustración 31: Llantas BRAID.

3.4.2.2 Llantas Keizer

Keizer tiene entre su gama de productos, artilugios exclusivos para la Formula Student. Dentro de estas opciones está la de comprar los aros (10") únicamente con los siguientes anchos:

- Aro interior: 3" - 4" - **5"** - 6" - 7"
- Aro exterior: 1 1/4" - **2"** - 3" - 4" - 5" - 6"



Ilustración 32: Aros Keizer.

3.4.2.3 Llantas Force-Racing

Force-Racing es otro fabricante que tiene una amplia gama de productos pensados para monoplasas como los de Formula Student. Del fabricante Force-Racing existen los siguientes anchos para aros de 10":

- Aro interior: 2" - 2.1/2" - 3" - 3.1/2" - 3.3/4" - 4" - 4 3/8" - **4 3/4"**
- Aro exterior: 1 1/2" - **2"** - 2 1/2" - 3" - big 3" - 3.5" - 4" - 4 1/4" - 4 1/2" - 5"



Ilustración 33: Llantas Force-Racing.

3.4.2.4 Criterio de selección de aros

Para realizar la comparación entre las diferentes posibilidades, se escoge un aro interior lo más ancho posible para favorecer la concavidad de la estrella de llanta y un aro exterior que, junto con la estrella de llanta, tengan un ancho admisible para adaptar un neumático de 7.5".

Peso (g) \ Marca	BRAID	KEIZER	FORCE-RACING
Aro Exterior	-	640,0	590,0
Aro Interior	-	1158,0	960,0
Tornillos M6x25	-	7,1*12 = 85,2	7,1*16 = 113,6
Arandela Plana M6	-	1,15*24 = 27,6	1,15*32 = 36,8
Tuerca M6	-	4,3*12 = 51,6	4,3*16 = 68,8
TOTAL	-	1962,4	1769,2
Precio (sin IVA)	272€/ud	97,46€/ud	97,89 €/ud

Tabla 7: Tabla comparativa Aros BRAID, KEIZER & FORCE-RACING.

Debido a que los aros Force-Racing son más ligeros y a pesar de que su precio unitario es ligeramente superior, los costes de envío son mayores en Keizer por venir de E.E.U.U. que los aros Force-Racing que vienen del Reino Unido.

Por tanto, se concluye que la selección de aros fueron los de **Force-Racing**, los mismos que se montaron en el ART-17.

3.4.3 Diseño de la estrella de llanta

El hecho de que las nuevas estrellas se deben acoplar a los mismos ejes y aros que fueron utilizados en el ART-17, las nuevas estrellas de llanta guardarán cierta semejanza con la estrella de llanta implantada en estos monoplazas, la cual es la mostrada a continuación:

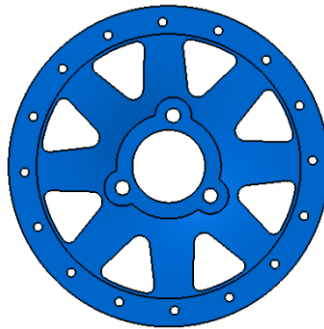


Ilustración 34: Llanta ART-17.

Por otro lado, dado que la pinza de freno se encontraba muy cerca de la estrella de llanta, esta no podía ser demasiado cóncava ni podía tener un gran canto. Además, todas las llantas fueron diseñadas de forma que tuvieran el mismo Offset. A continuación se ve la poca distancia a la que se encuentra la pinza de freno.

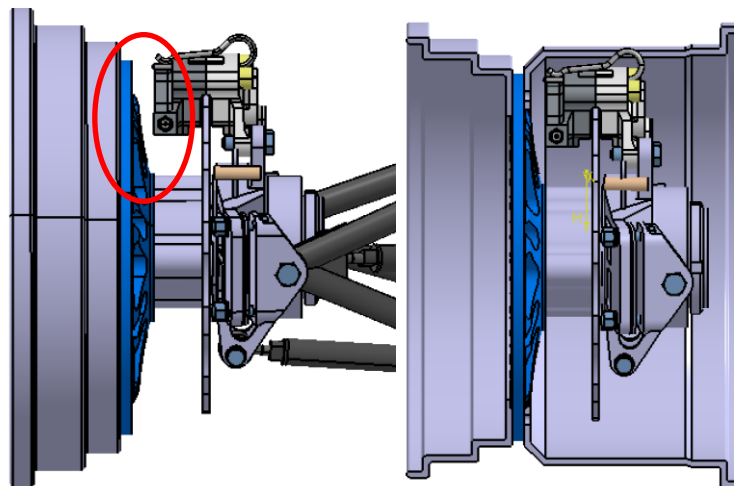


Ilustración 35: Distancia llanta-pinza de freno.

En base a los parámetros de diseño expuestos y de los aros elegidos, se realizaron una serie de diseños de geometrías diferentes y pesos similares, con el objetivo de someterlos a análisis FEM y ver qué geometrías eran más resistentes.

4 DISEÑO, ANÁLISIS Y OPTIMIZACIÓN LLANTAS

Para el correcto diseño de la pieza de estudio de este proyecto, se debe realizar un análisis de elementos finitos que verifique el aguantante de la misma ante las solicitaciones a las que se verá sometida en la realidad una vez fabricada.

Para ello se ha realizado un análisis estructural en el software Abaqus.

4.1 Definición del problema en Abaqus

En este apartado se explica cómo se han realizado las simulaciones en el software Abaqus 6.12.

4.1.1 Tipo de análisis

Análisis estructural estático de la estrella de llanta.

4.1.2 Definición de material

Todas las llantas han sido simuladas con Al7075, material isótropo cuyas propiedades [5] han sido introducidas en Abaqus de la siguiente forma:

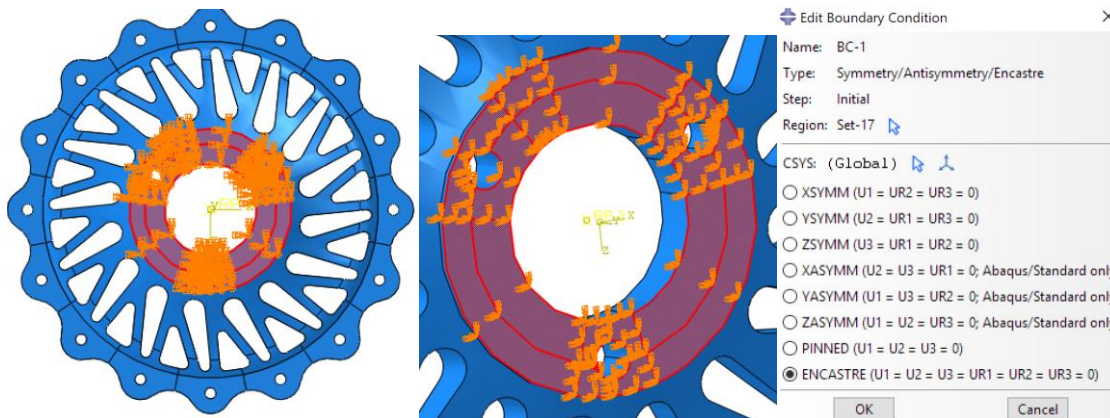
- Young's Modulus: 72000
- Poisson's Ratio: 0.33

4.1.3 Condiciones de contorno

En este apartado se definen las condiciones de contorno realizadas en Abaqus para realizar los distintos análisis.

4.1.3.1 Empotramiento en la cara donde apoya el eje

Se impiden todos los movimientos y giros en la cara de contacto entre eje y estrella.



4.1.3.2 Fuerza aplicada en el centro de la huella del neumático

Las fuerzas generadas en la huella de contacto del neumático, es decir, en el Reference Point RP-2 de la figura, son trasladadas a los agujeros donde van acoplados los aros mediante un MPC Beam como muestra la figura.

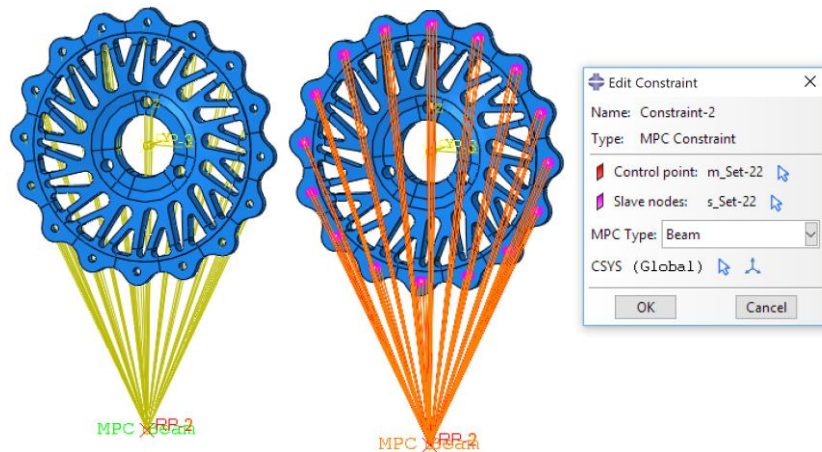


Ilustración 37: MPC-Constraint.

4.1.3.3 MPC Beam

Para trasladar las fuerzas de la huella de contacto del neumático con la calzada a la llanta se han utilizado Multi-Point Constraint (MPC) de tipo Beam. A continuación se muestra la definición de MPC tipo Beam, según [6]:

“MPC Beam proporciona una viga rígida entre 2 nodos para restringir el desplazamiento y la rotación en el primer nodo y de ahí a restringir el desplazamiento y la rotación en el segundo nodo, correspondiéndose a unir con una viga rígida 2 nodos.”

De esta manera el primer nodo (master node) es independiente y el segundo nodo (slave node) queda dependiente del nodo al que está asociado. Con esto lo que se hace es simular el neumático como un elemento totalmente rígido, donde se realiza la aproximación de que el neumático es el que se encarga de transmitir los esfuerzos a la llanta.

4.1.4 Mallado

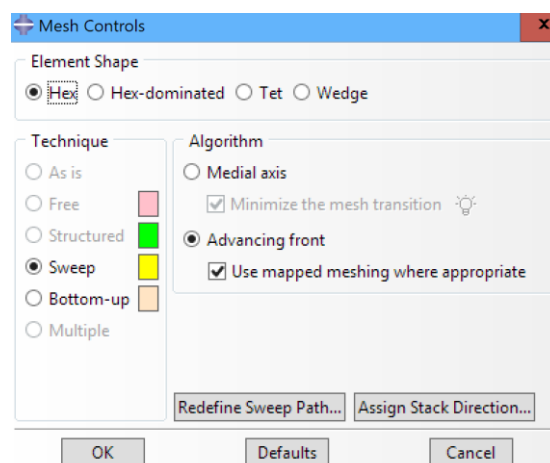


Ilustración 38: Tipo de Elemento Finito.

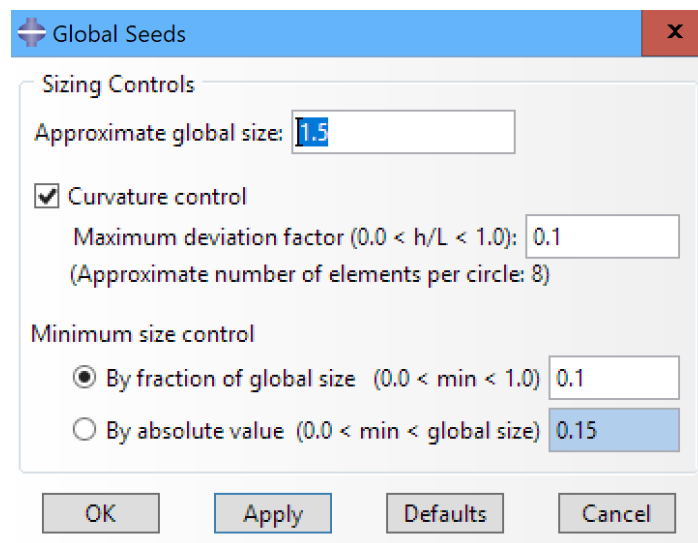


Ilustración 39: Tamaño de Elemento Finito.

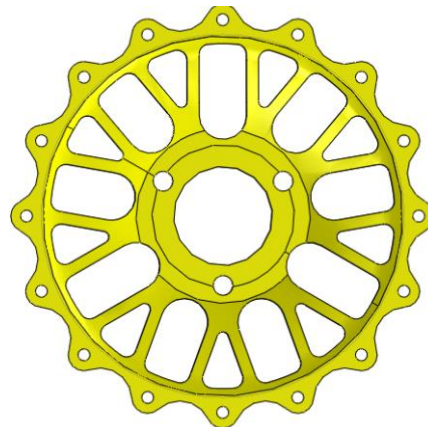


Ilustración 40: Particiones en la pieza para mallado.

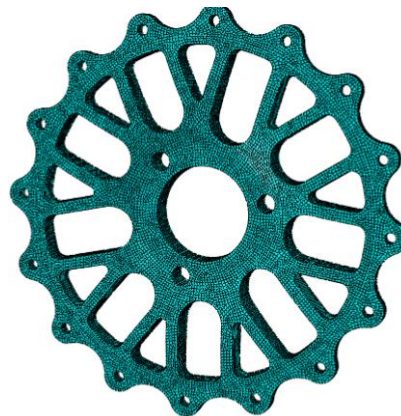


Ilustración 41: Mallado de la pieza.

4.2 Diseños y Análisis FEM

4.2.1 Primera iteración

Para la primera iteración se hicieron una serie de llantas, todas ellas con un peso de 650g, con vaciados muy grandes para aligerar la pieza y para favorecer la maniobrabilidad y la evacuación del calor.

A continuación se muestran los primeros diseños llevados a cabo:

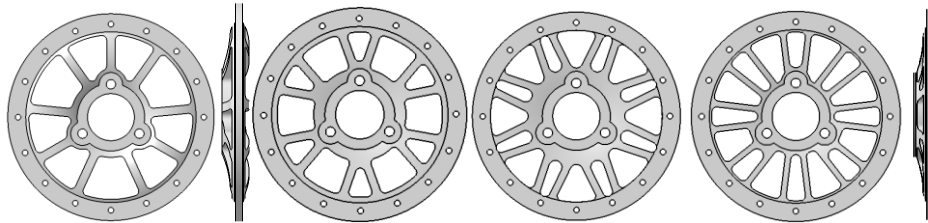


Ilustración 42: Llantas primera iteración.

Para simplificar se muestra únicamente uno de los análisis FEM, el caso de curva que es el que mayores solicitaciones presenta, de una de las propuestas:

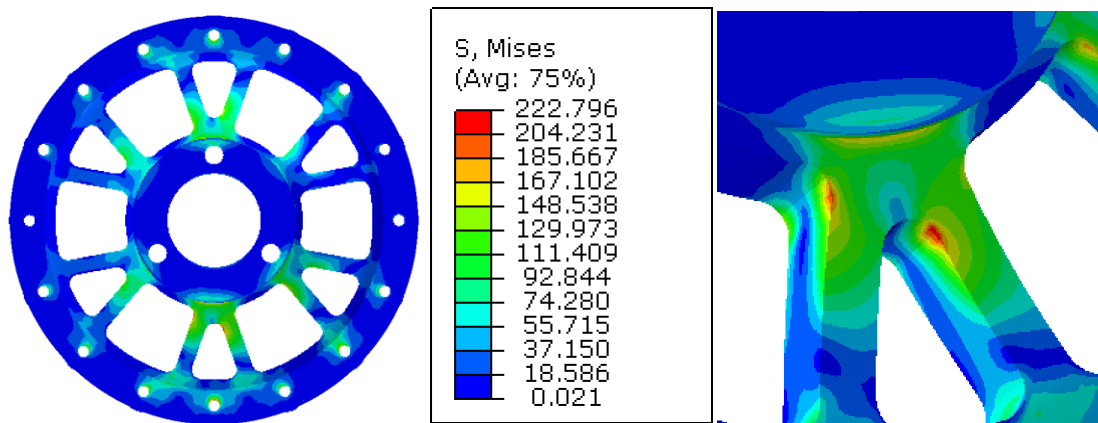


Ilustración 43: Tensiones máximas 1ª iteración.

Se observan elevadas tensiones en los inicios de los radios de estas propuestas. Esto significa que el problema es de la geometría de la pieza, ya que hay carencia de material en la zona de los vaciados.

Por otro lado, se vio que se podía reducir material por la zona de anclaje de la estrella a los aros.

En resumen, era necesario incrementar el número de radios, canto o incluso geometría, así como también reducir el material en la parte exterior.

4.2.2 Segunda Iteración

Para esta segunda iteración se realizaron nuevos diseños, todos ellos del mismo peso. Se había reducido en 20 gramos con respecto a la primera iteración, es decir, con un peso total de 630g.

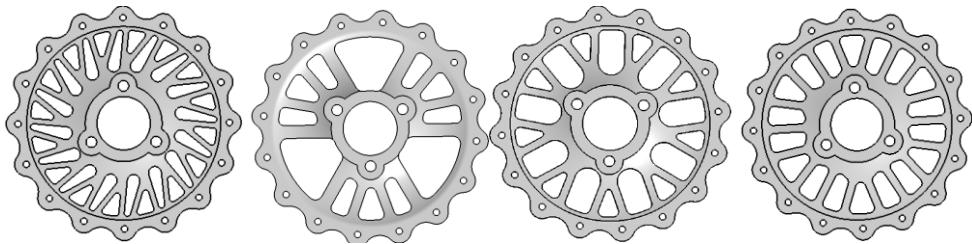


Ilustración 44: Llantas segunda iteración.

En esta segunda iteración se van a ver un poco más a fondo las tensiones obtenidas en más alternativas para compararlas:

4.2.2.1 Llanta I

4.2.2.1.1 Aceleración

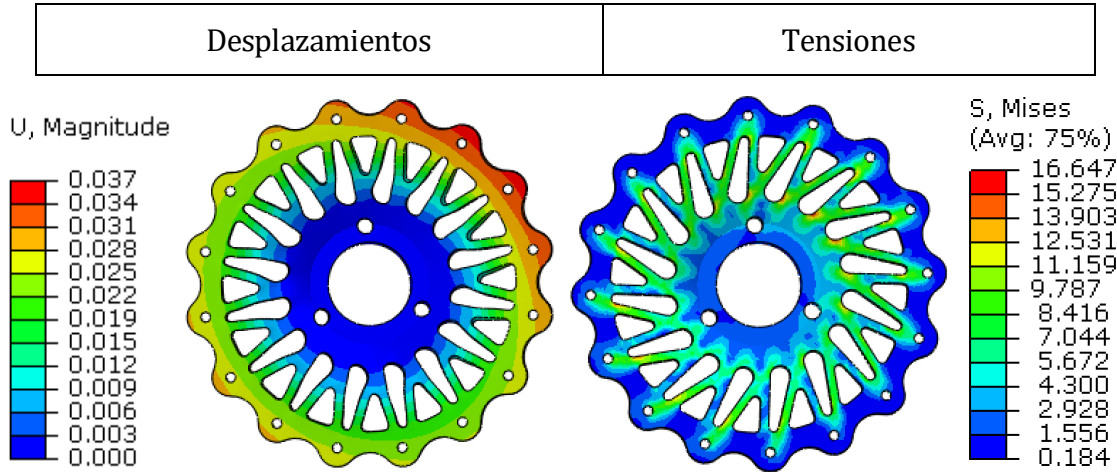


Ilustración 45: Resultados Desplazamientos – Tensiones Aceleración Llanta I.

4.2.2.1.2 Frenada

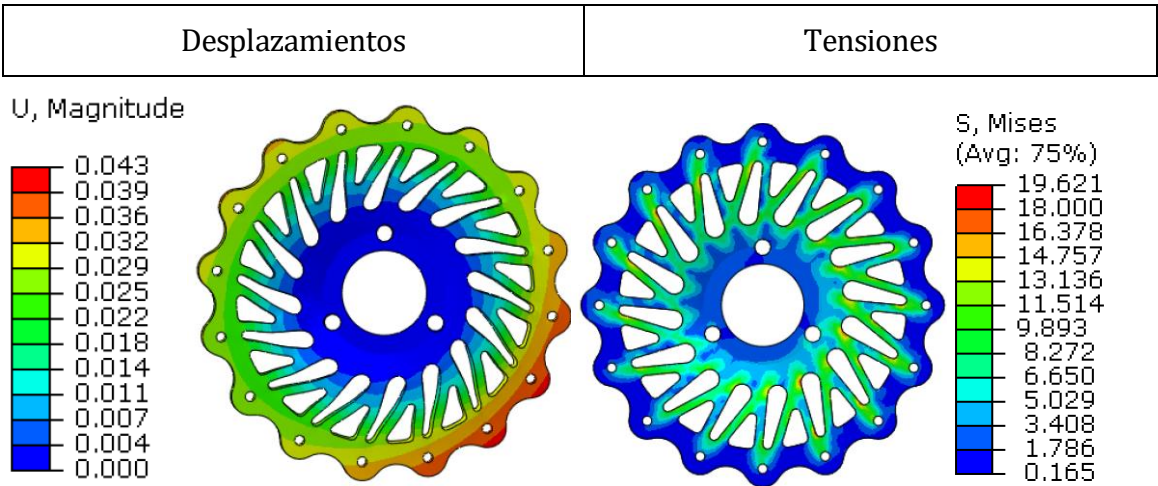


Ilustración 46: Resultados Desplazamientos – Tensiones Frenada Llanta I.

4.2.2.1.3 Entrada en Curva

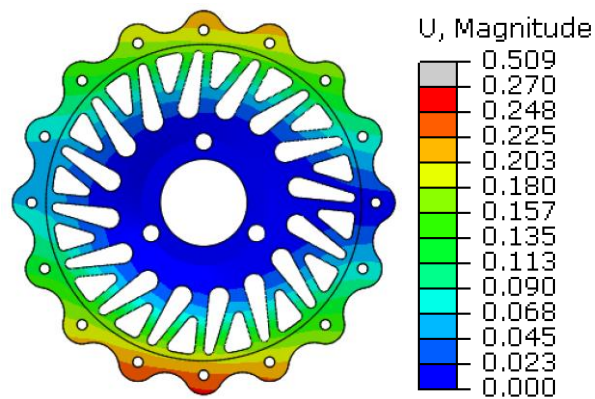


Ilustración 47: Resultados Desplazamientos Curva Llanta I.

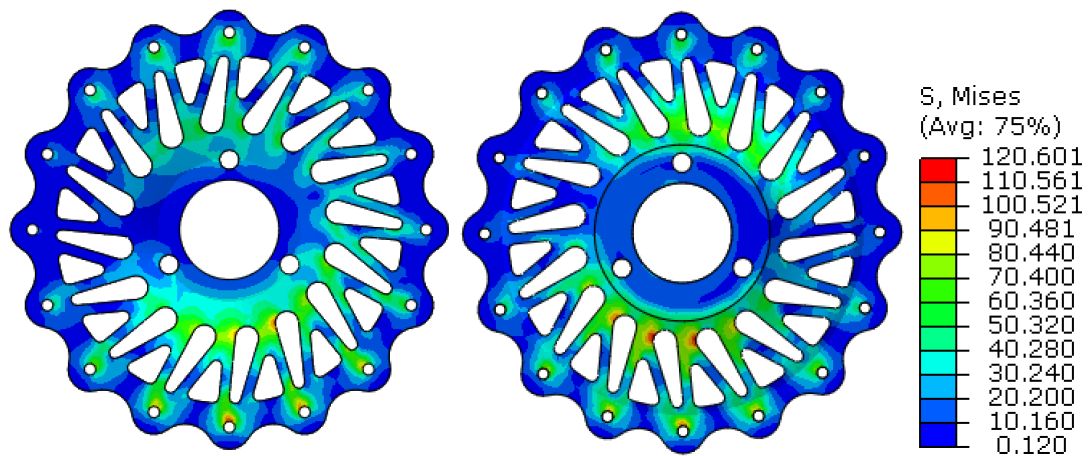


Ilustración 48: Resultados Tensiones Curva Llanta I.

4.2.2.2 Llanta II

Para esta llanta se realizan 2 análisis para cada caso, uno para cada posición de la rueda. Es decir, para las siguientes posiciones:

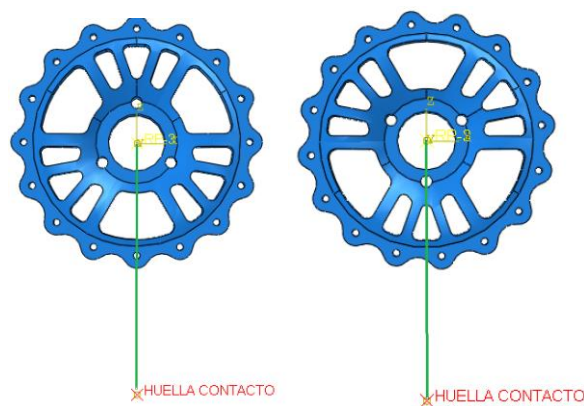


Ilustración 49: Posiciones Análisis Llantas II.

4.2.2.2.1 Aceleración

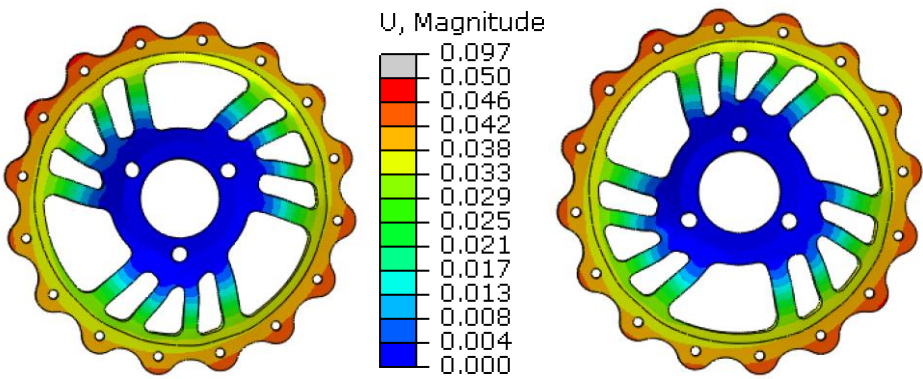


Ilustración 50: Resultados Desplazamientos Aceleración Llanta II.

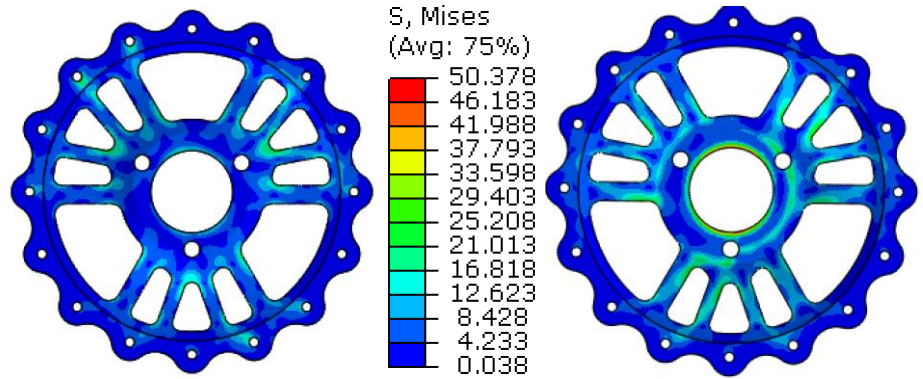


Ilustración 51: Resultados Tensiones Aceleración Llanta II.

4.2.2.2.2 Frenada

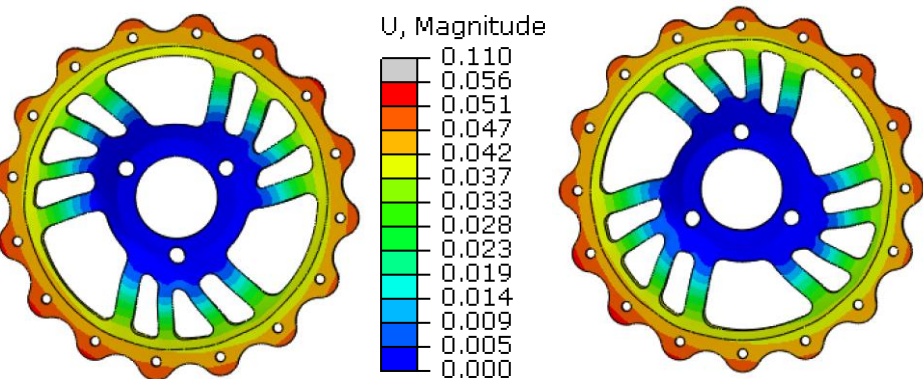


Ilustración 52: Resultados Desplazamientos Frenada Llanta II.

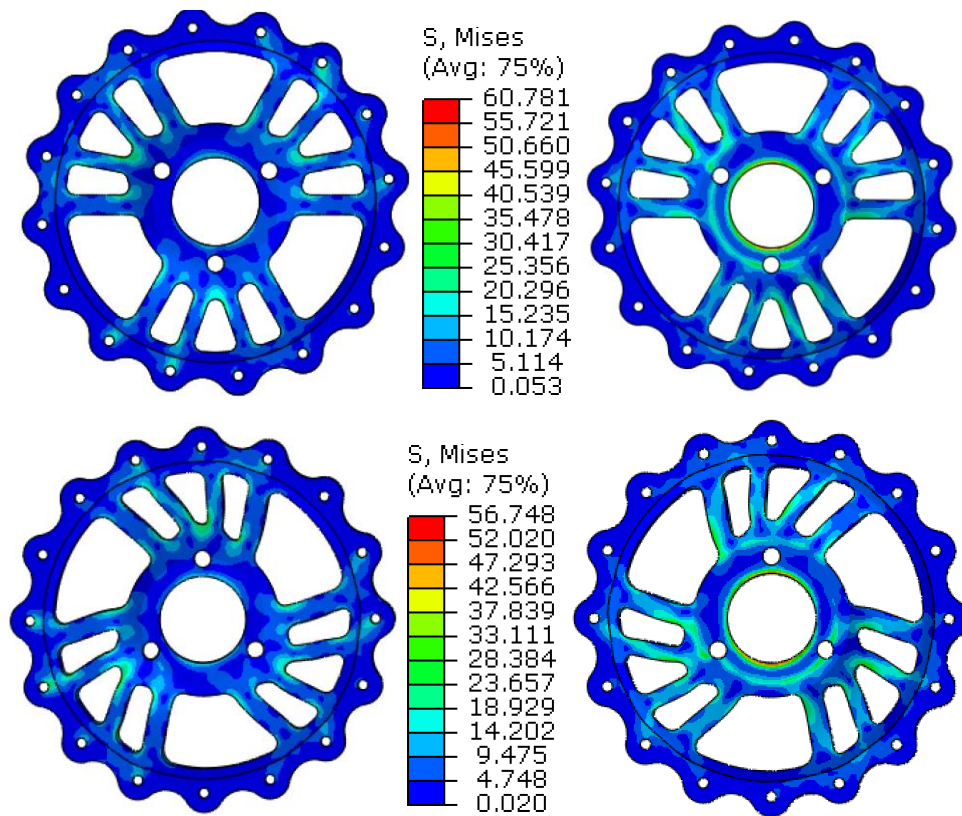


Ilustración 53: Resultados Tensiones Aceleración Llanta II.

4.2.2.2.3 Entrada en Curva

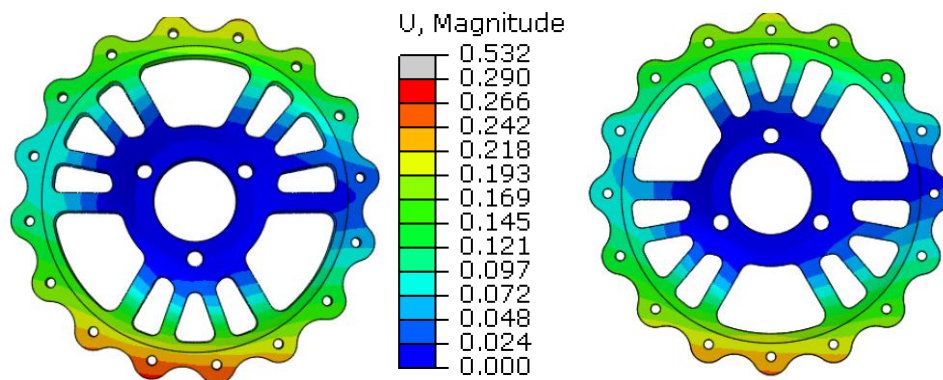
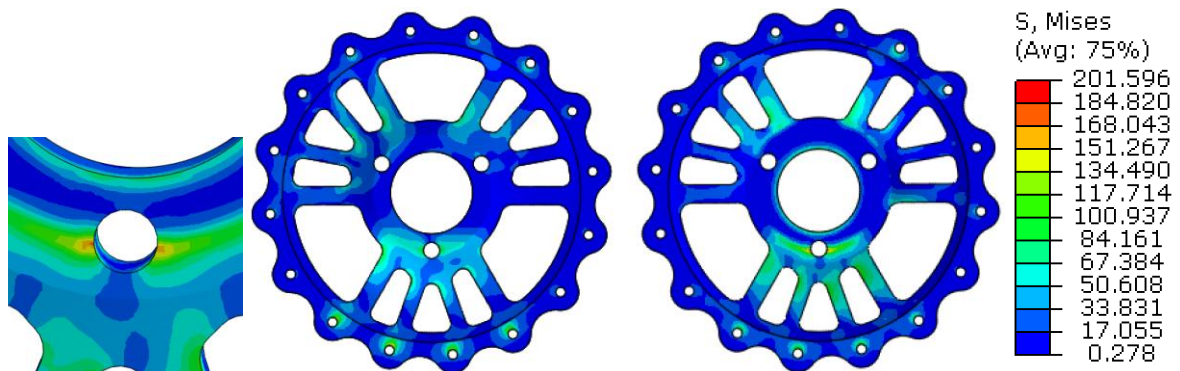


Ilustración 54: Resultados Desplazamientos Curva Llanta II.



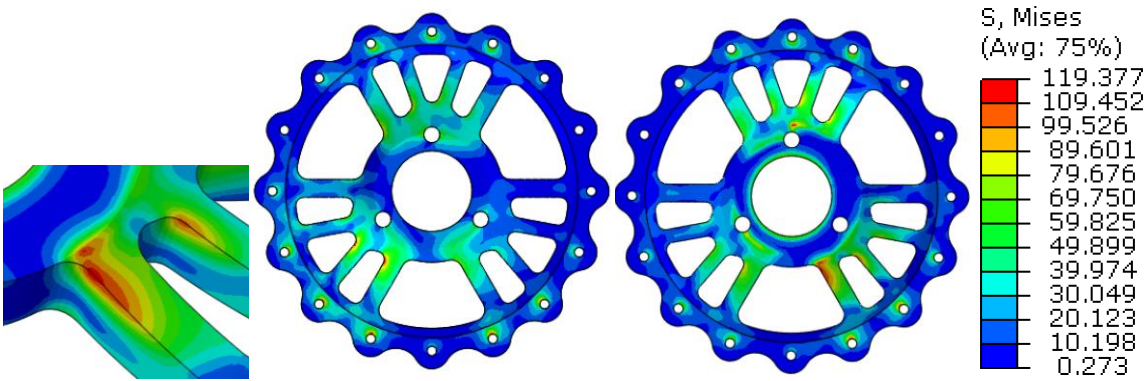


Ilustración 55: Resultados Tensiones Curva Llanta II.

4.2.2.3 Llanta III

4.2.2.3.1 Aceleración

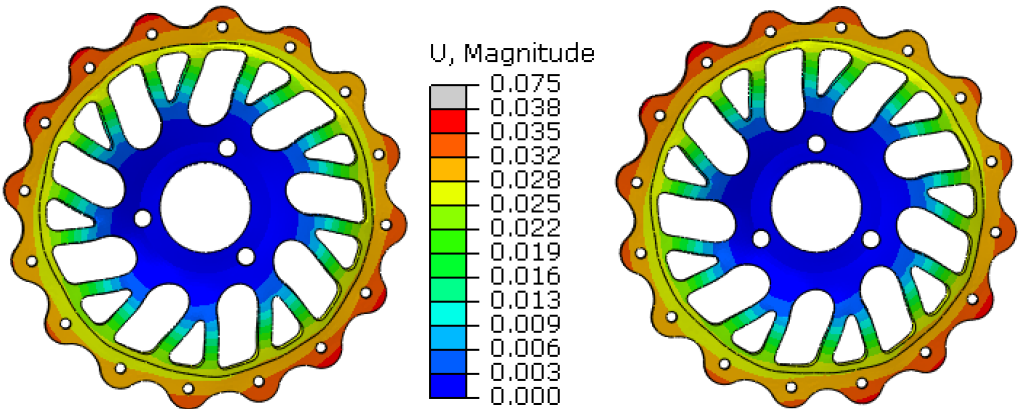
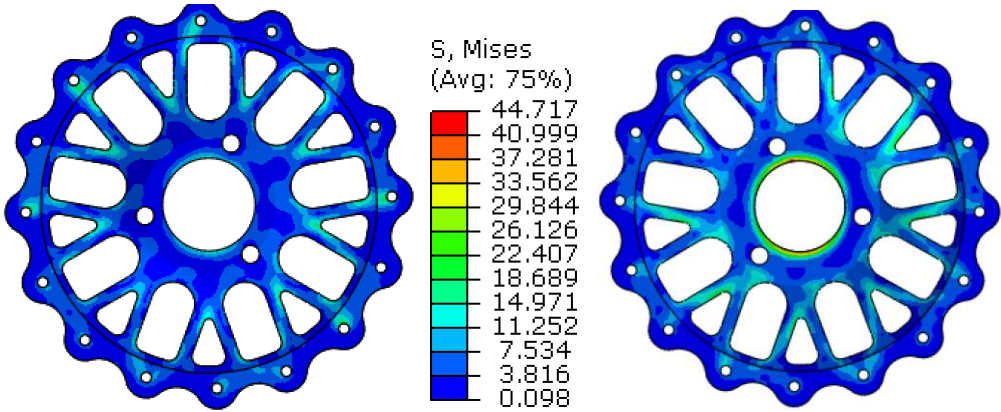


Ilustración 56: Resultados Desplazamientos Aceleración Llanta III.



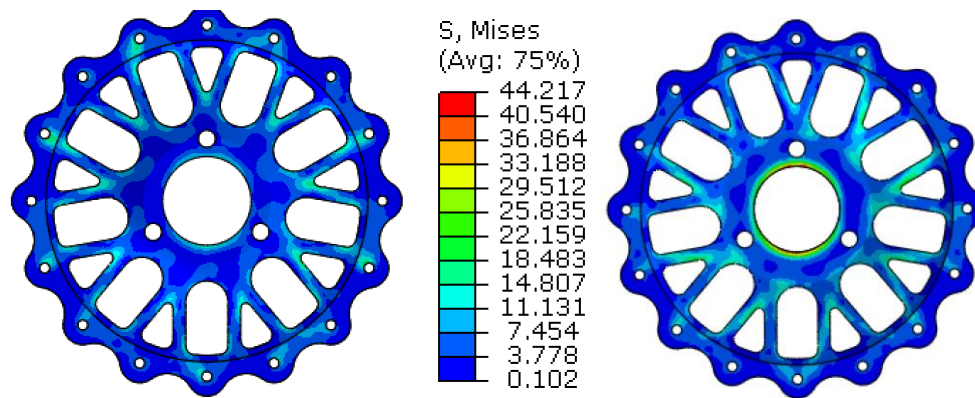


Ilustración 57: Resultados Tensiones Aceleración Llanta III.

4.2.2.3.2 Frenada

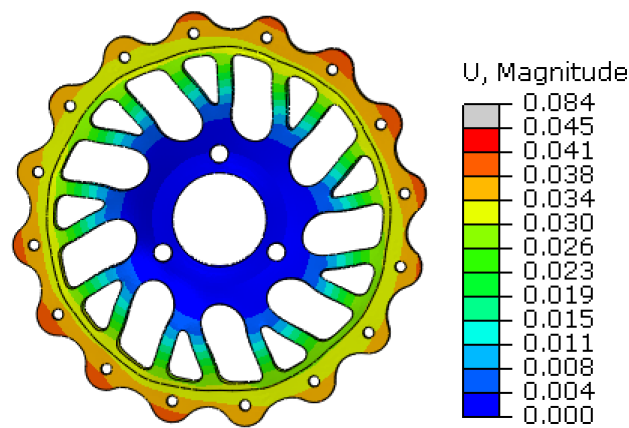


Ilustración 58: Resultados Desplazamientos Frenada Llanta III.

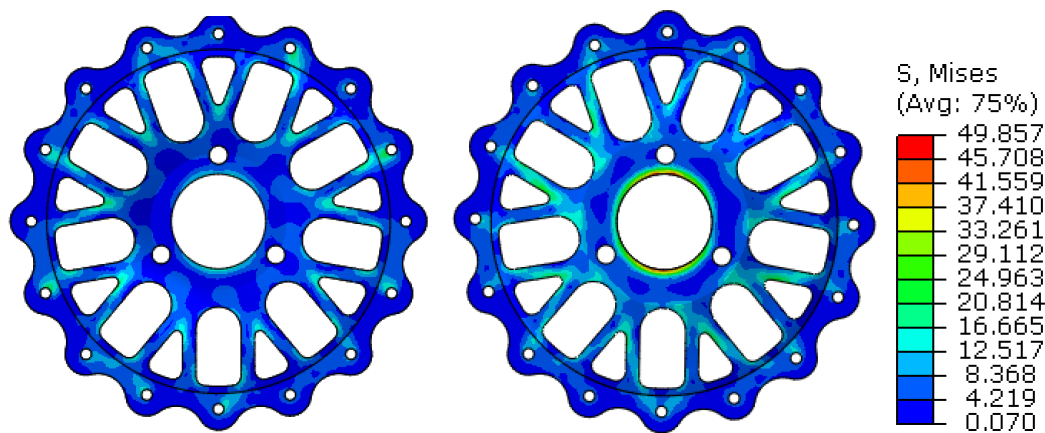


Ilustración 59: Resultados Tensiones Frenada Llanta III.

4.2.2.3.3 Entrada en Curva

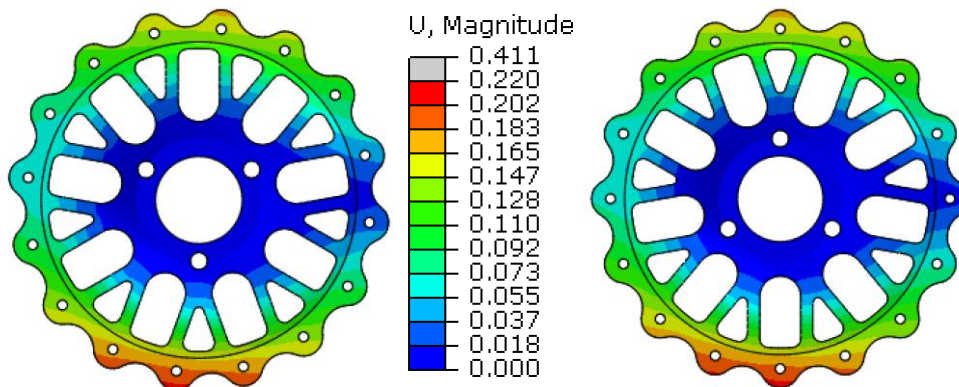


Ilustración 60: Resultados Desplazamientos Curva Llanta III.

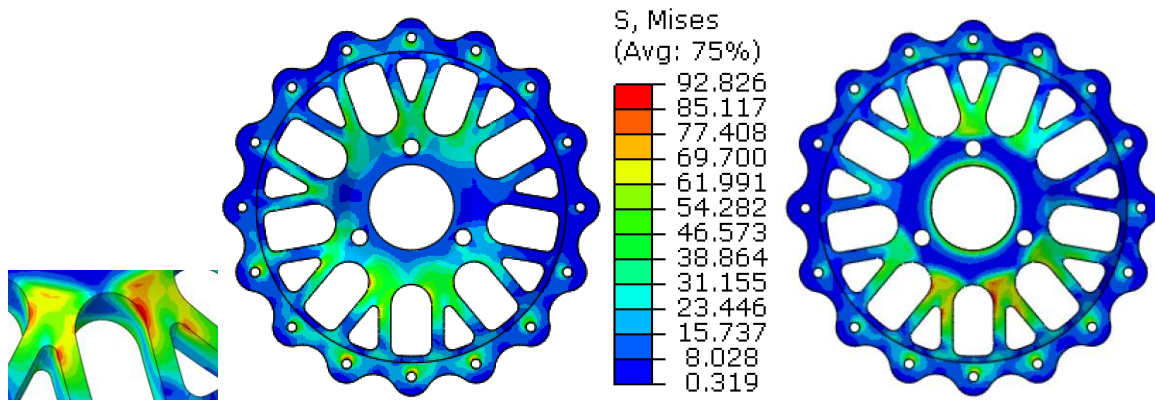


Ilustración 61: Resultados Tensiones Curva Posición 1 Llanta III.

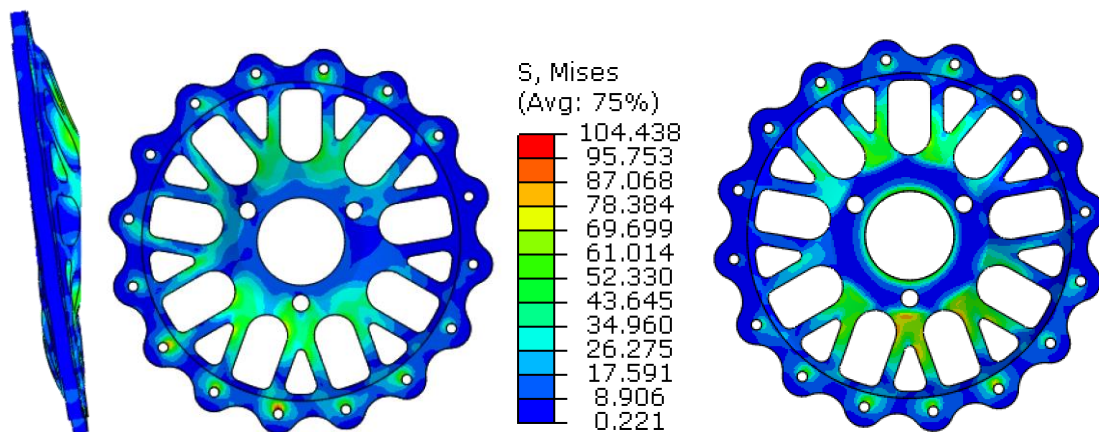


Ilustración 62: Resultados Tensiones Curva Posición 2 Llanta III.

4.2.2.4 Resumen Segunda Iteración

De acuerdo con los resultados mostrados se considera que la Llanta III es la mejor opción de todas por ser la más rígida y por tener mayores vaciados, lo que favorecería la evacuación del calor. Es por tanto, sobre esta llanta sobre la que se va a realizar una mejora del diseño.

4.2.3 Tercera iteración

Para esta tercera iteración se realizó una optimización de la Llanta III, donde se puede aligerar aún más la zona exterior donde ancla con los aros. Además, se considera oportuno hacerla más esbelta, ya que las tensiones de los análisis no son muy altas.

En resumen, se reduce en 80 gramos con respecto a la segunda iteración, es decir, con un peso total de 550g.

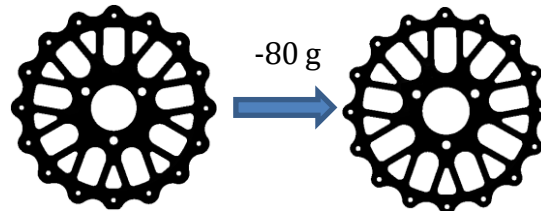


Ilustración 63: Optimización Llanta III.

4.2.3.1.1 Aceleración

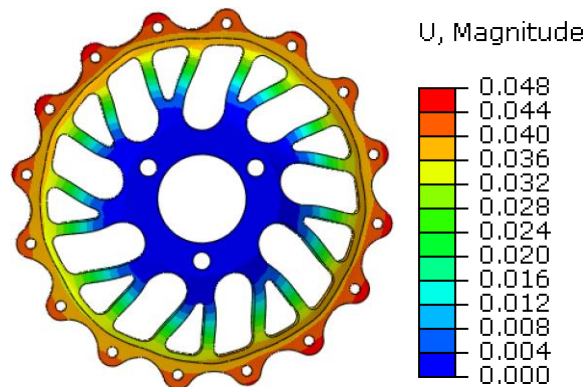


Ilustración 64: Resultados Desplazamientos Aceleración Llanta Optimizada.

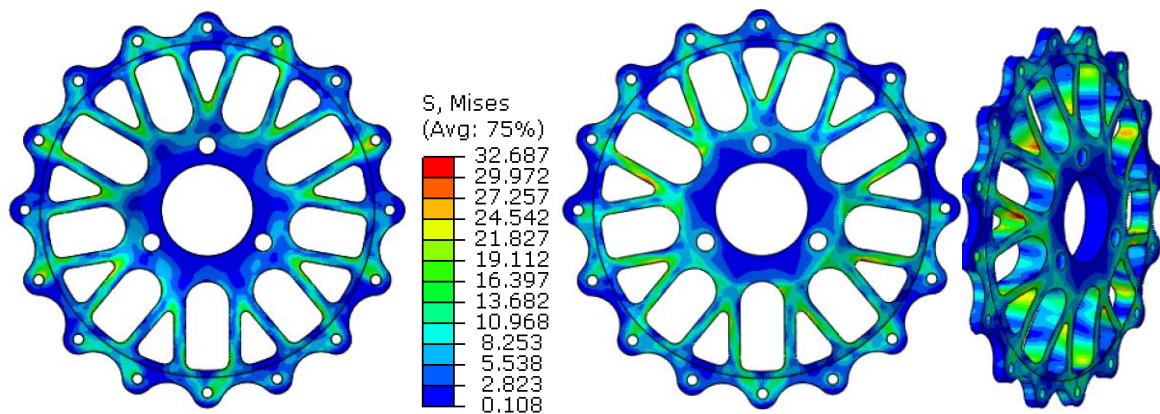


Ilustración 65: Resultados Tensiones Aceleración Llanta Optimizada.

4.2.3.1.2 Frenada

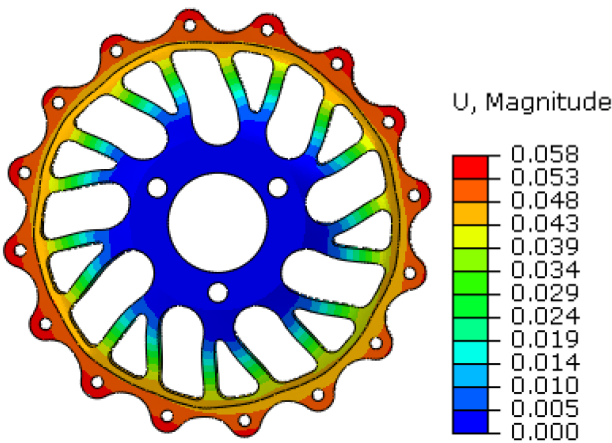


Ilustración 66: Resultados Desplazamientos Frenada Llanta Optimizada.

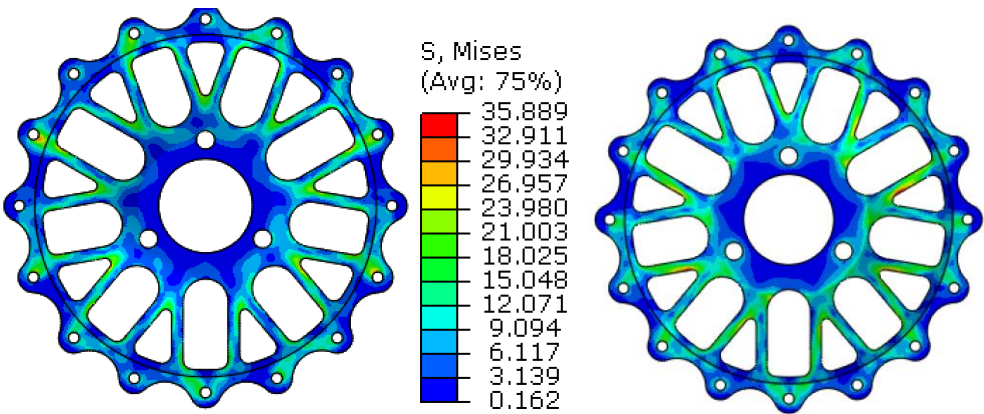


Ilustración 67: Resultados Tensiones Frenada Llanta Optimizada.

4.2.3.1.3 Entrada en Curva

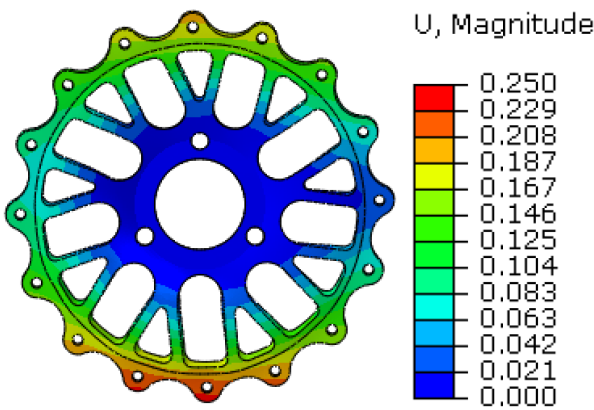


Ilustración 68: Resultados Desplazamientos Entrada en Curva Llanta Optimizada.

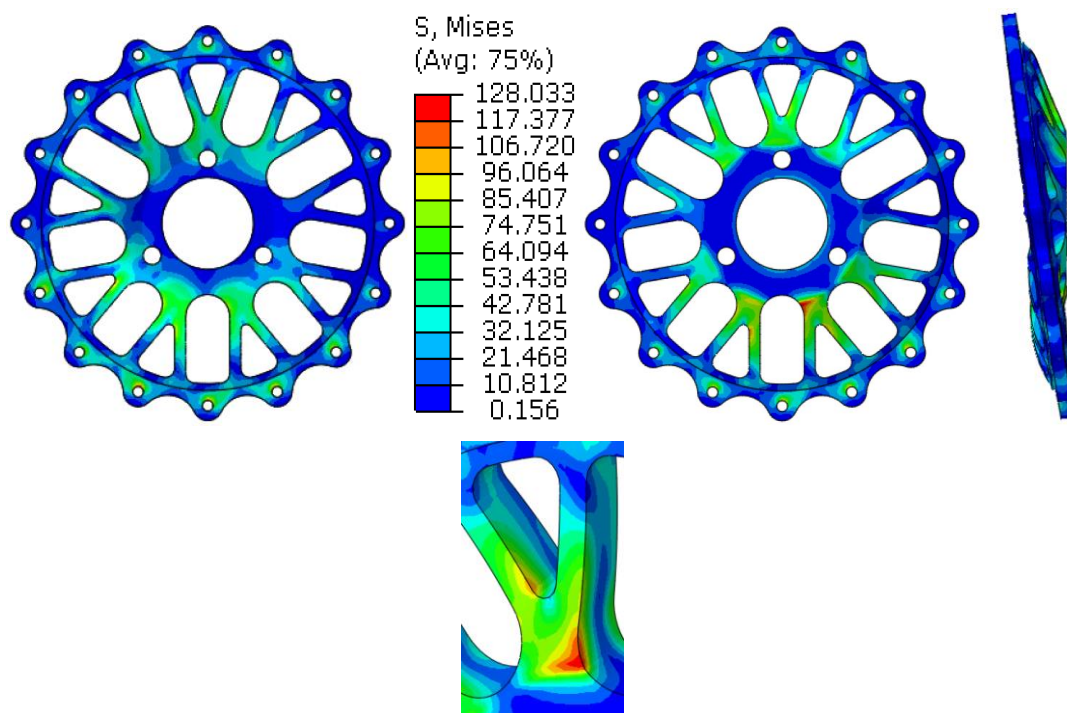


Ilustración 69: Resultados Tensiones Entrada en Curva Llanta Optimizada.

5 ANÁLISIS A FATIGA

Debido a que una llanta está sometida a constantes ciclos de carga variable, existe la posibilidad de que la pieza falle incluso a tensiones por debajo del límite elástico del material.

Es por ello, que es necesario realizar un análisis a fatiga, con el cual estimar la vida de la pieza.

5.1 Ensayos de fatiga [7,8]

Para calcular la vida a fatiga de una pieza hay que partir de unos datos base, únicos para cada material y tipo de carga, los cuales son calculados mediante ensayos de fatiga en probetas de laboratorio. Si se representan los ciclos de carga a los que está sometida una pieza durante el ensayo de fatiga:

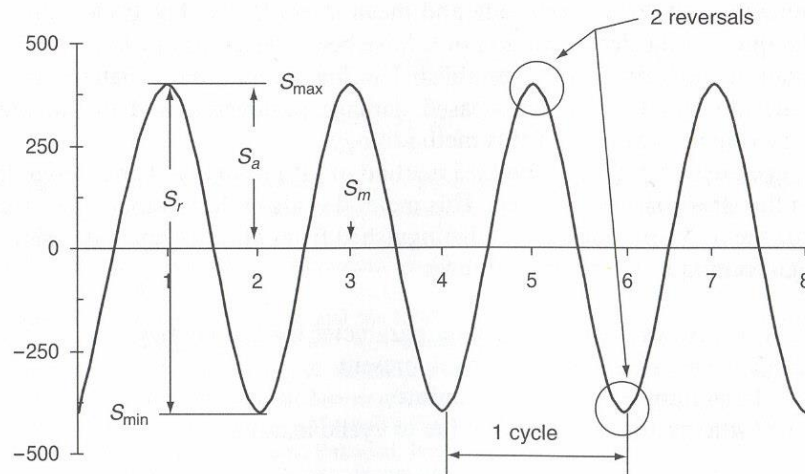


Ilustración 70: Carga cíclica de amplitud constante.

Se pueden definir las tensiones alternas (S_{alt}), tensiones medias (S_{med}) y coeficiente de la carga (R) como:

$$S_{alt} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$S_{med} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

Normalmente se realizan ensayos con distintos valores de S_{alt} y $R = -1$, empleando probetas preparadas de la misma manera. Los resultados de dichos ensayos se representan en una escala logarítmica en la que aparecen adoptando la forma de una recta aproximadamente. La tensión que aparece en las expresiones depende del tipo de ensayos realizados.

Hay otro aspecto interesante en lo tocante a la fatiga y es su carácter fuertemente aleatorio. Debido a la falta de homogeneidad en las características microestructurales incluso dentro de piezas de un mismo material tratado de una misma manera, sucede que la velocidad a la que ocurre el crecimiento y, sobre todo, la iniciación de la grieta puede variar considerablemente dando lugar a resultados con una dispersión importante. Dicha dispersión es aún más importante para cargas reducidas en las que la iniciación adquiere aún más importancia.

Es por esta razón por la que se ha de realizar un tratamiento estadístico de la **curva S-N**, a fin de obtener una expresión que aproxime el comportamiento a fatiga del material a una recta en escala logarítmica.

5.2 Método de la Curva S-N Al7075

Para ensayar la vida a fatiga del Al7075 t651 se somete a una probeta de dicho material con diferentes espesores, de 0.5 a 1 pulgadas de espesor, de acabado superficial pulido a diferentes cargas con dirección axial.

5.2.1 Efecto de entalla

Se podría definir entalla como una discontinuidad geométrica introducida ya sea por el diseño, por error en fabricación, por mecanizado... En cualquier caso lo que sí es cierto es que el fallo por fatiga de una pieza ocurre típicamente en una entalla por efecto de concentración de tensiones.

Para una pieza con entalla podemos calcular la máxima tensión elástica de la entalla (σ^e) en función de la tensión nominal (S) y el factor de concentración de tensiones elásticas (K_t).

$$\sigma^e = S \times K_t$$

El factor de concentración de tensiones elásticas es función de la geometría de la entalla y del tipo de carga, pudiendo encontrarse tablas de valores para K_t en el caso de cargas y geometrías sencillas. En caso de cargas o geometrías más complejas se puede determinar el valor de σ^e directamente mediante análisis de elementos finitos.

5.2.2 Curvas S-N Al7075

Por tanto, de acuerdo con lo explicado en el punto anterior, la curva S-N para el Al7075 con $K_t = 1$ es:

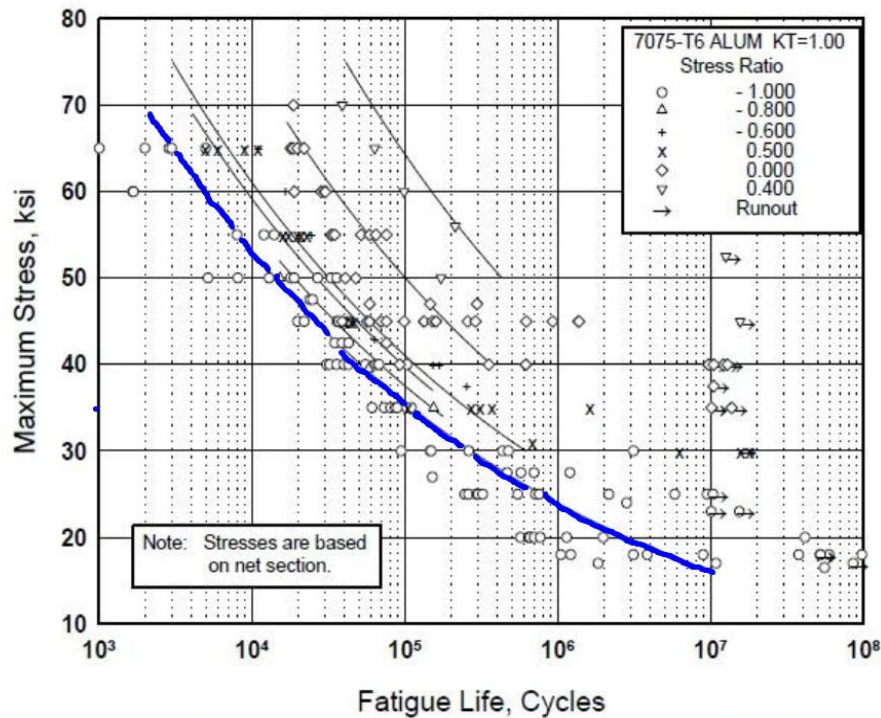


Figure 3.7.6.1.8(d). Best-fit S/N curves for unnotched 7075-T6 aluminum alloy sheet, longitudinal direction.

Ilustración 71: Curva S-N para el Al 7075.

Los resultados obtenidos de dichos ensayos se pueden aproximar mediante mínimos cuadrados a una expresión del tipo:

$$N = \left(\frac{C}{S_{eq}} \right)^{\frac{1}{b}}$$

Donde para la curva S-N del Al7076 con Stress Ratio = 1, esta está definida con los coeficientes (en MPa):

$$C_i = 1685$$

$$b_i = 0,1654$$

Si se corrige esta gráfica aplicando un factor corrector por el tipo de acabado superficial de la pieza, según la siguiente ilustración:

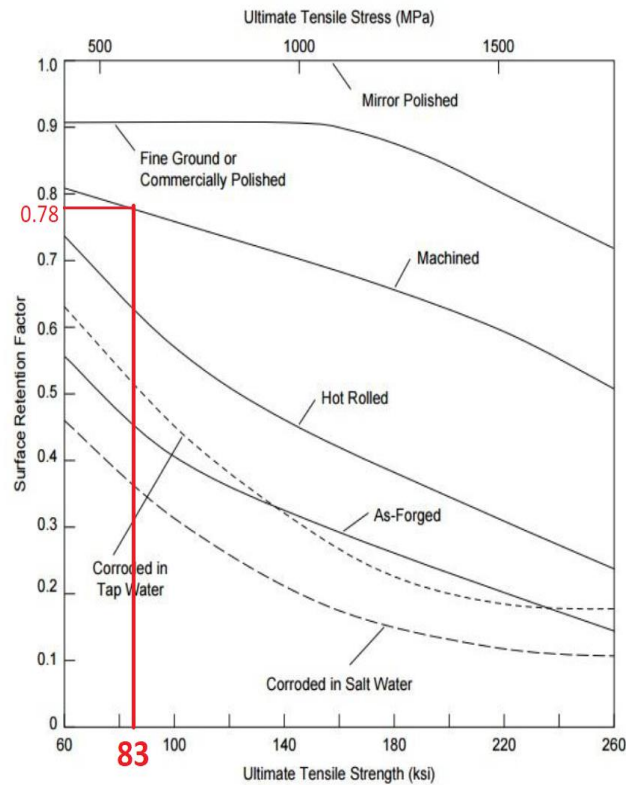


Ilustración 72: Factor corrector por el tipo de acabado superficial.

El factor corrector para el Al7075 debe ser de 0.78. Por tanto, la curva S-N corregida está definida con los coeficientes:

$$C = 2153$$

$$b = 0,196$$

Por último, cuando la pieza está sometida a una tensión tangencial τ en vez de a una tensión normal, de valor $\sigma_{VM} = \sqrt{3} \cdot \tau$, se debe aplicar otro factor corrector, quedando definida esta curva S-N con los siguientes coeficientes:

$$C_t = 1243$$

$$b_t = 0,196$$

A continuación se muestran las gráficas de las 3 curvas S-N definidas:

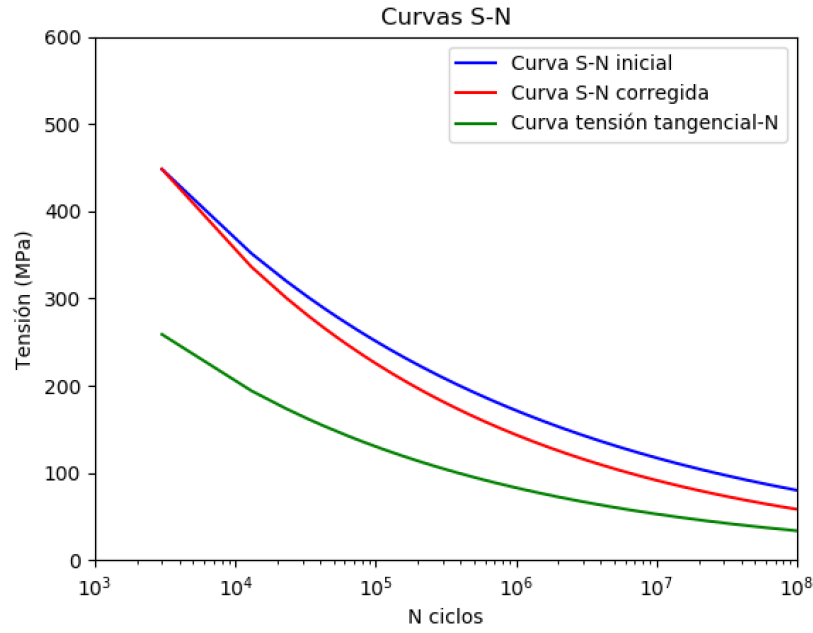


Ilustración 73: Curvas S-N Al7076 t651.

5.3 Método de tensiones equivalentes

Este método se utiliza cuando la amplitud de tensión utilizada en la ecuación de Tensión-Vida incluye tensiones medias no nulas. Este método se basa en la utilización de la tensión variable (o amplitud de tensión) y tensión media para calcular un nuevo valor de la tensión llamado tensión equivalente que reemplaza al valor de la tensión variable en la ecuación de tensión-vida. Los principales criterios de tensión equivalente utilizados hoy en día son los de Gerber, Goodman, Soderberg y Morrow. [F1]

De esta forma, las tensiones equivalentes se definen como:

$$S_{eq}^{xx}(N) = S_{med}^{xx} + \left(\frac{S_y}{C} \cdot N^b \right) \cdot S_{alt}^{xx}$$

$$S_{eq}^{yy}(N) = S_{med}^{yy} + \left(\frac{S_y}{C} \cdot N^b \right) \cdot S_{alt}^{yy}$$

$$S_{eq}^{zz}(N) = S_{med}^{zz} + \left(\frac{S_y}{C} \cdot N^b \right) \cdot S_{alt}^{zz}$$

$$S_{eq}^{xy}(N) = S_{med}^{xy} + \left(\frac{S_y}{C_t} \cdot N^{b_t} \right) \cdot S_{alt}^{xy}$$

$$S_{eq}^{yz}(N) = S_{med}^{yz} + \left(\frac{S_y}{C_t} \cdot N^{b_t} \right) \cdot S_{alt}^{yz}$$

$$S_{eq}^{xz}(N) = S_{med}^{xz} + \left(\frac{S_y}{C_t} \cdot N^{b_t} \right) \cdot S_{alt}^{xz}$$

$$S_{eq}(N) = \begin{pmatrix} S_{eq}^{xx} & S_{eq}^{xy} & S_{eq}^{xz} \\ S_{eq}^{xy} & S_{eq}^{yy} & S_{eq}^{yz} \\ S_{eq}^{xz} & S_{eq}^{yz} & S_{eq}^{zz} \end{pmatrix}$$

Además, la tensión de Von Mises en función de los ciclos de vida de la pieza quedaría:

$$\sigma_{VM}(N) = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(S_{eq}^{xx} - S_{eq}^{yy})^2 + (S_{eq}^{yy} - S_{eq}^{zz})^2 + (S_{eq}^{zz} - S_{eq}^{xx})^2 + 6 \cdot (S_{xy}^2 + S_{xz}^2 + S_{yz}^2)}$$

Donde para calcular el número de ciclos se iguala la tensión de Von Mises al límite elástico del material con el coeficiente de seguridad deseado:

$$\sigma_{VM}(N) = \frac{S_y}{RF}$$

5.4 Modelos de daño acumulativo

Como a veces las solicitaciones a las que está sometida una pieza no están definidas en un ensayo típico de flexión, tracción o tracción, es necesario establecer un patrón de análisis que evalúe el daño generado en una pieza ante unos ciclos de carga variables.

Existen por tanto unos modelos que estudian la vida a fatiga de una pieza ante solicitaciones de amplitud variable. En este apartado se describe el modelo de acumulación lineal de daño, basado en los modelos de Palmgren y Miner. Este modelo se basa en:

- 1) La aplicación de n_i ciclos consume una fracción de vida de la pieza igual al cociente n_i/N_i donde N_i es el número de ciclos a rotura en un ensayo de amplitud constante, efectuado en las mismas condiciones de tensión media y amplitud de tensión.

$$d_i = n_i/N_i$$

- 2) El fallo de la pieza se producirá cuando el número de ciclos alcance el número de ciclos al que se produce la rotura, es decir, cuando $n_i = N_i$ o lo que es lo mismo:

$$vida = \sum d_i = \sum \frac{n_i}{N_i} \geq 1$$

5.5 Recopilación de datos para ensayo fatiga

En este apartado se muestran los puntos que se han considerado como los más críticos y a los que se les ha realizado un análisis a fatiga. Dichos puntos son:

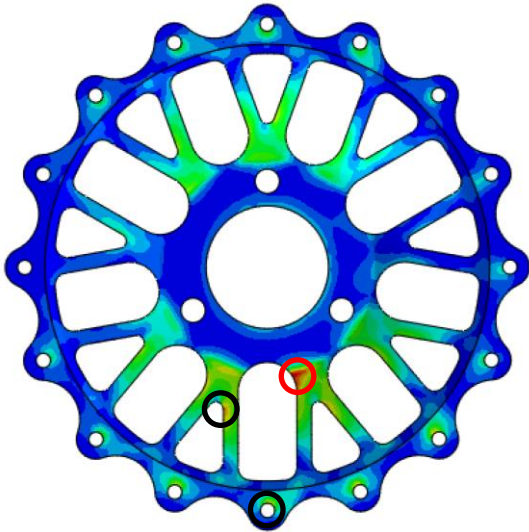


Ilustración 74: Puntos de análisis a fatiga.

Sin embargo, por simplicidad únicamente se muestran los valores del punto cuya vida a fatiga ha resultado ser menor, tratándose en este caso del punto rodeado de color rojo.

Para evaluar el ciclo de carga al que están sometidos dichos puntos se han sacado los valores de las tensiones cuando han girado las siguientes cantidades:

Tensión	0°	40°	80°	120°	160°	200°	240°	280°	320°
S11	-57	-74	-19	2	6	14	-25	-26	0
S22	-12	-8	-3	1	3	2	-2	-5	-10
S33	-51	-5	-8	20	32	-11	-5	-59	-107
S12	-18	-18	-4	1	-4	0	4	10	-2
S13	10	-6	10	-4	12	-16	9	36	-9
S23	-17	-2	2	-6	-11	-4	-2	-14	-25

Tabla 8: Tensiones (MPa) punto más crítico durante una vuelta.

5.6 Código Python

```
import matplotlib.pyplot as plt      #Para poder plotear funciones
import numpy as np                  #Para poder plotear matrices o varias
funciones a la vez
import math

EjeX = np.array ([1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9])
Sxx = np.array ([-57, -74, -19, 2, 6, 14, -25, -26, 0])
Syy = np.array ([-12, -8, -3, 1, 3, 2, -2, -5, -10])
Szz = np.array ([-51, -5, -8, 20, 32, -11, -5, -59, -107])
Sxy = np.array ([-18, -18, -4, 1, -4, 0, 4, 10, -2])
Syz = np.array ([10, -6, 10, -4, 12, -16, 9, 36, -9])
Sxz = np.array ([-17, -2, 2, -6, -11, -4, -2, -14, -25])

plt.plot(Sxx[0], Sxx[1], 'r', Syy[0], Syy[1], 'b', Szz[0], Szz[1], 'g', Sxy[0],
Sxy[1], 'y', Syz[0], Syz[1], 'c', Sxz[0], Sxz[1], 'k')

plt.plot(EjeX, Sxx, 'r', EjeX, Syy, 'b', EjeX, Szz, 'g', EjeX, Sxy, 'y', EjeX,
Syz, 'c', EjeX, Sxz, 'k')

Tensiones = ('Sxx','Syy','Szz','Sxy','Syz','Sxz')
plt.legend(labels = Tensiones)
plt.ylabel('Tensión (MPa)')
plt.xlabel('Puntos de aplicación de carga')
plt.axis([0, 9, -150, 150])      #Defino dónde empieza acaba mi eje X (0, 12) y mi
eje Y (-100,100)
plt.title('Vectores de Carga en los puntos de estudio')
plt.show()

A = np.array ([Sxx,Syy,Szz,Sxy,Syz,Sxz])
print()          #Imprime un salto de línea
print("MATRIZ A:")
print(A)
print("dim A:")
print (A.shape)
print()

S = np.array([[0,0],[0,0],[0,0],[0,0],[0,0],[0,0]])

maximo = np.array ([[0],[0],[0],[0],[0],[0]])
minimo = np.array ([[0],[0],[0],[0],[0],[0]])

#i van a ser las filas de la Matriz S
for i in range (0, 6):

    maximo[i] = max(A[i])
```

```

        #print (maximo)
        minimo[i] = min(A[i])
        #print (minimo)

        suma=sum(A[i])
        S[i][0]=suma/12          #TENSIONES MEDIAS
        S[i][1]=(maximo[i]-minimo[i])/2    #TENSIONES ALTERNAS DE CADA CICLO

print("MATRIZ S:")
print(S)
print("dim S:")
print (S.shape)
print()

#_____CURVAS S-N_____

#Definición de los parámetros de las 3 curvas S-N:

#Curva S-N inicial
Ci=1685
bi=0.1654
#Curva S-N corregida
C=2153
b=0.196
#Curva S-N para tensión tangencial
Ct=1243
bt=0.196

N0 = np.arange(3000, 1e10, 10000)    #Va de 3000 a 1e10 con pasos de 10000
aji=Ci/(N0**bi)
ajf=C/(N0**b)
ajt=Ct/(N0**bt)

plt.semilogx(N0, aji, 'b', N0, ajf, 'r', N0, ajt, 'g')
Curvas = ('Curva S-N inicial','Curva S-N corregida','Curva tensión tangencial-N')
plt.legend(labels = Curvas)
plt.ylabel('Tensión (MPa)')
plt.xlabel('N ciclos')
plt.axis([1000, 100000000, 0, 600])    #Defino dónde empieza acaba mi eje X (0,
12) y mi eje Y (-100,100)
plt.title('Curvas S-N')
plt.show()

#_____CURVAS INTERSECCIÓN S-N_____

Cs=1 #coeficiente de seguridad
Sy=168 #limite elastico a fatiga
N=np.arange(1, 1000000, 10000)

```

```

Sxx_eq = np.array ([S[0,0]+Sy/C*S[0,1]*N**b])
Syy_eq = S[1][0]+Sy/C*S[1][1]*N**b
Szz_eq = S[2][0]+Sy/C*S[2][1]*N**b
Sxy_eq = S[3][0]+Sy/Ct*S[3][1]*N**bt
Syz_eq = S[4][0]+Sy/Ct*S[4][1]*N**bt
Sxz_eq = S[5][0]+Sy/Ct*S[5][1]*N**bt

print (Sxx_eq)
print ('el tamaño de Sxx es:')
print (Sxx_eq.shape)

radicando = np.power(Sxx_eq-Syy_eq, 2)+np.power(Syy_eq-Szz_eq,
2)+np.power(Szz_eq-Sxx_eq,
2)+6*np.power(Sxy_eq,2)+6*np.power(Sxz_eq,2)+6*np.power(Syz_eq,2)

VM = 1/np.power(2,0.5)*np.power(radicando,0.5)

print (VM)
VM_transpuesta = VM.transpose()
print ('EL tamaño de VM_transpuesta es:')
print (VM_transpuesta.shape)

# Defino gráfica del limite elastico del material, que es una constante
l=len(N)
sym=np.ones(l)
sy=Sy*sym
print ('el tamaño de sy es:')
print (sy.shape)
print ('el tamaño de N es:')
print (N.shape)
print ('el tamaño de VM es:')
print (VM.shape)

plt.plot(N, sy, 'y', N, VM_transpuesta, 'r')
plt.axis([0, 1000000, 0, 800])
plt.show()

#[x0,y0] = intersections(N,VM_transpuesta,N,sy,1)
idx = np.argwhere(np.diff(np.sign(sy - VM_transpuesta))).flatten()
plt.plot (sy[idx],VM_transpuesta[idx],'ro')
plt.show()
print ('La interseccion se encuentra en x0, y0')
print (idx)

```

5.7 Resultados análisis fatiga

Tras los resultados de los análisis a fatiga se obtiene una vida de la pieza de $4,5E07$ ciclos. Si un ciclo se corresponde a un giro de la rueda, la vida de la pieza traducida en km son:

$$4,5E07 \text{ ciclos} \cdot \frac{(\pi \cdot d)}{1 \text{ ciclo}} \cdot \frac{1km}{1000m} = 31.101km$$

Donde se ha supuesto que la vida a fatiga sería cuando la llanta está sometida al ciclo de carga máxima en todo momento.

6 FABRICACIÓN Y MONTAJE

6.1 Fabricación Estrella de Llanta

La fabricación de la estrella de llanta fue llevada a cabo por el taller de mecanizado Meupe S.L. El mecanizado se realiza en un CNC. A continuación se explica el proceso de fabricación de una estrella de llanta:

- 1) Primero se parte de un bloque macizo del material de la llanta, en este caso de Al7075t651, y se introduce en la máquina CNC.



Ilustración 75: Bloque macizo Al7075t651.

- 2) A continuación, se mecaniza una de las caras de la llanta, en concreto la cara externa:



Ilustración 76: Mecanizado de la cara externa de la llanta.

- 3) Luego, se le da la vuelta a la pieza, se ancla a la base y se mecaniza por el lado opuesto, es decir, por la cara interna.

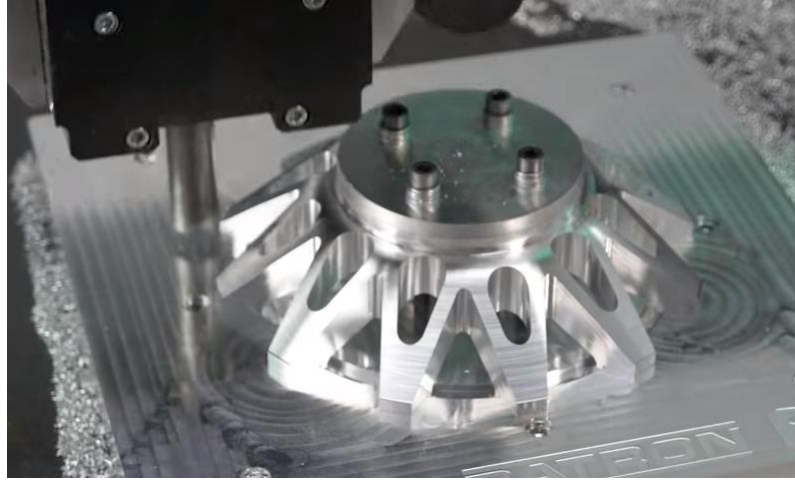


Ilustración 77: Mecanizado de la cara interna de la llanta.

- 4) Por último, se comprueban las tolerancias impuestas en las zonas de los taladros a los aros y al buje o eje.

6.2 Montaje de la Llanta

Una vez fabricada la estrella de llanta se procede al montaje de la misma con los aros, tanto interior como exterior. A continuación se describe el proceso de montaje de una llanta de 3 piezas:

1. Ensamblaje Aros y Estrella

Montar la Estrella de Llanta como se muestra a continuación, es decir, de forma que quede intercalada entre ambos aros.

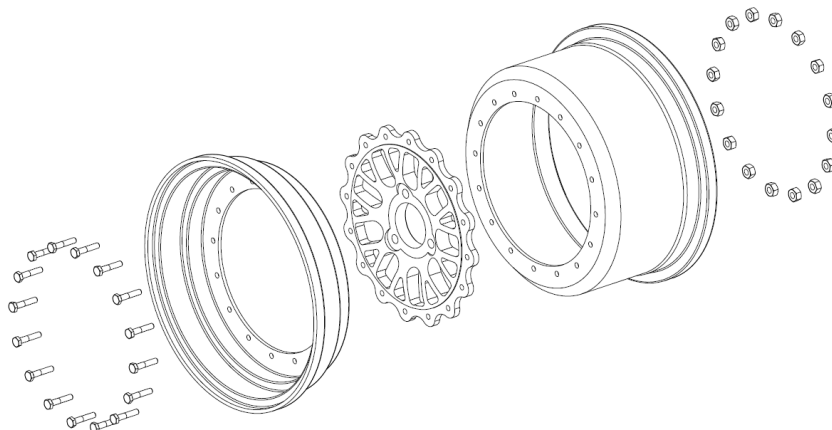


Ilustración 78: Montaje Estrella de Llanta.

El par de apriete de los 16 tornillos M6 debe ser de 9lbs ft o 12,2Nm, según el suministrador de los aros *Force-Racing Wheels*. Si los 16 taladros no quedan

coincidentes en los aros con la estrella, aplicar calor con un secador en los aros, expandiéndolo hasta que los taladros queden coincidentes.

2. Lijado taladro válvula de inflado

Una vez ensamblada la Estrella con los aros, lijar el taladro donde se introduce la válvula para inflar las ruedas. Estas válvulas de goma aguantan presiones de hasta 4,5bar. [2]



Ilustración 79: Ubicación taladro válvula de inflado.

3. Limpieza pre-sellado

Debido a que se trata de una llanta de 3 piezas, se debe sellar la parte donde va encajada la estrella de llanta, con el objetivo de evitar fugas a través de ella.

Para ello, se debe limpiar primero la zona donde se va a aplicar la silicona para que esta se adhiera bien. Se puede utilizar algún disolvente o líquido limpia-frenos y un paño o papel de cocina para esta tarea. La forma de limpiar la superficie debe ser unidireccional y sin restregar. Además, la cara en contacto del paño o papel utilizado debe cambiarse frecuentemente. Limpiar hasta que al pasar el paño este no presente ningún tipo de suciedad o impureza.

4. Secado disolvente

Dejar secar la superficie. Se puede utilizar un secador para acelerar este proceso.

5. Sellado

Aplicar silicona adhesiva especial para Aluminio capaz de aguantar hasta 250°C en la zona previamente limpiada.

Aplicar la silicona con una pistola de unos 4 mm de orificio y de forma que exista un ángulo entre la superficie y la pistola. Aplicarla en forma de cordón a lo largo de las crestas y los valles que presenta la estrella de la llanta, dejando 3-4mm entre principio y fin del cordón.

Esparcir la silicona con la ayuda de los dedos de forma que esta fluya a través de los recovecos y evite cualquier tipo de fuga.

El exceso de silicona rellenará el hueco de 3-4 mm dejados entre principio y fin del

cordón.

No aplicar silicona entre las caras.



Ilustración 80: Aplicación silicona de sellado.

6. Secado silicona

Esperar 24 horas a que la silicona se seque. Aplicar otra capa de sellado y dejar secar otras 24 horas.

7. Montar llanta con neumático.

Para ello se necesita acudir a un taller de reparación de coches, ya que se precisa de una desmontadora de neumáticos, como se muestra a continuación:



Ilustración 81: Desmontadora de neumáticos.

8. Inflar rueda.

La presión a la que se inflará cada neumático dependerá de la prueba a realizar y de su ubicación en el coche. La presión de inflado va desde los 0,65bar hasta los 1,2bar.

9. Comprobación de fugas

Comprobar existencia de fugas sumergiendo al conjunto en agua. En esta fase se identificó en una llanta pequeñas burbujas de aire que hacían que se desinflara la rueda.



Ilustración 82: Prueba de fugas

10. Sellar fugas

En caso de fuga, desmontar neumático para aplicar otra capa de sellante y repetir proceso.

11. Ensamblaje llanta-eje

Atornillar llanta a los 3 espárragos del eje con un par de apriete de 60Nm.



Ilustración 83: Montaje Llanta-Eje.

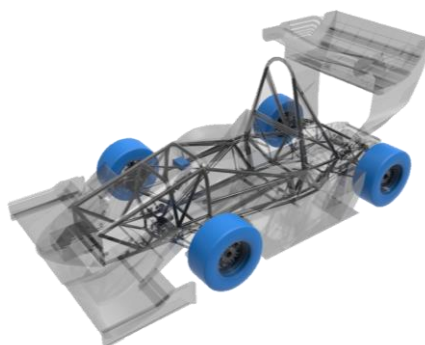
6.3 Comparativa llanta ART-18c VS ART-17

Una vez se ha fabricado la llanta y se tienen todos los componentes disponibles se pueden tomar medidas de los pesos reales y hacer una comparativa del peso de la nueva llanta respecto a su predecesora:

Peso (g)	ART-17	ART-18c	
Estrella de Llanta	868,0	550,0	
Aro Exterior	590,0	590,0	
Aro Interior	960,0	960,0	
Tornillos 16xM6, L=25	113,6	113,6	
Arandela Plana 16xM6	36,8	36,8	
Tuerca 16xM6	68,8	68,8	
TOTAL	2637,2	2319,2	
TOTAL 4 RUEDAS	10548,8	9276,8	-1.272kg

Tabla 9: Comparativa pesos llanta ART-17 con ART-18c.

Esta tabla hace referencia a los pesos en una rueda. Si se tienen en cuenta las 4 ruedas, se puede concluir:



-1.272 kg

Ilustración 84: Diferencia peso llantas ART-17 con ART-18.

7 COSTES DEL PROYECTO

En este capítulo se muestra un resumen del precio que ha costado este proyecto.

Ítem	Precio unitario	Unidades	Total
Aro interior Ø10" x 4.75"	45€	8	360€
Aro exterior Ø10" x 2"	53€	8	424€
Gastos de envío	20€	1	20€
Estrellas de Llanta (material + mano obra)	450€	8	3600 €
Válvula Goma TR438 x8	2€	8	16€
DIN 912 M6x40	0,40€	16	6,4€
DIN 125 M6	0,15€	32	4,8€
DIN 985 M6	0,23€	16	3,68€
TOTAL			4434,88€

Ese es el precio que ha costado el proyecto. Sin embargo, gracias al patrocinio de MEUPE S.L., taller de mecanizado que fabricó las estrellas de llanta, el coste final es de:

$$4434,88 - 3600 = \mathbf{834,88€}$$

8 CONCLUSIONES Y VÍAS FUTURAS

8.1 Conclusiones

Dado que los objetivos del proyecto eran buscar una solución más económica y ligera que en el monoplaça anterior y que esta nueva solución se ajustase sin problema a los elementos que lo rodeaban, se puede concluir que el proyecto ha cumplido satisfactoriamente su propósito.

Además, este proyecto puede servir para futuros miembros del equipo ARUS para realizar análisis FEM, en el software Abaqus, de las llantas de futuros monoplaças.

Por otro lado, se explica un método con el que calcular la vida a fatiga de una llanta en el lenguaje de Python, lenguaje con el que se pueden interpretar datos directamente desde Abaqus. Es por ello que se podría hacer un análisis a fatiga más a fondo donde los puntos de carga no fueran escogidos manualmente, sino mediante una modificación del código Python, donde el código lea el tensor de tensiones en todos los elementos del modelo FEM.

Además, el coeficiente de seguridad con el que se ha diseñado la pieza es alto, donde aún habría posibilidad de disminuir el peso de la llanta.

8.2 Vías Futuras

En el departamento de suspensión las llantas son los componentes con mayor margen de mejora en cuanto a que son las piezas que más se pueden aligerar. No obstante, para llevar esto a cabo habría que cambiar de material o cambiar a llantas monobloque.

Si se realizase una mayor inversión por parte del equipo para las llantas de alguno de los monoplaças, lo ideal sería cambiar a aros de fibra de carbono extruido, ya que son ligeramente más baratos que los aros de carbono laminados. Además, se podría conservar esta estrella de llanta, ya que ha sido diseñada también con este propósito, el que pueda ser montada en otros aros en un futuro.

El aspecto de una llanta de aleación con unos aros de carbono sería el siguiente:



Ilustración 85: Llanta aleación y fibra de carbono con tuercas cónicas autocentrantes.

Otra modificación que se podría hacer es cambiar el sistema de centrado de la estrella de llanta al eje, donde el centrado con tuercas cónicas autocentrantes permiten un cambio de ruedas más rápido.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Institution of Mechanical Engineers. <https://www.imeche.org/>
- [2] FSAE, Formula Society of Automotive Engineerings. FSAE Rules. 2018.
- [3] MILLIKEN, W.F., MILLIKEN, D.L. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale: SAE International Publications, 1995.
- [4] *Norma UNE-EN ISO 286-1 Especificación geométrica de productos (GPS). Sistema de codificación ISO para las tolerancias en sistemas lineales*. 2011.
- [5] CES EduPack 2013:
<https://grantadesign.com/cgi-bin/weblinks.cgi?cmsver=4.0&ttype=Material&gruidlist=1590,7008,1629,1673,1728,8182,7961>
- [6]
<https://www.sharcnet.ca/Software/Abaqus/6.14.2/v6.14/books/usb/default.htm?startat=pt08ch35s02aus130.html>
- [7] CARACTERIZACIÓN DE LAS PROPIEDADES MECÁNICAS DEL ALUMINIO 7075-T651, JOSÉ MANUEL ESCACENA VENTURA, universidad de Sevilla
- [8] <http://www.iberisa.com/soporte/fatiga/intro.htm>